



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER  
PENGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE*  
TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP  
PERFORMA TURBIN**

**“ Studi Kasus untuk Rasio Diameter Silinder  
Penggangu terhadap Diameter Turbin  
( $d/D$ ) = 0,75 “**

RETNO DEWI PAMUNGKAS  
2112 100 022

Dosen Pembimbing  
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF  
DISTURBANCE CYLINDER POSITION IN FRONT OF  
RETURNING BLADE OF SAVONIUS WIND TURBINE  
TO THE TURBINE PERFORMANCE**

**“ Case Study for the Ratio of the Diameter  
Disturbance Cylinder Relative to the Diameter of  
Turbine ( $d/D$ ) = 0,75 “**

**RETNO DEWI PAMUNGKAS  
2112 100 022**

**Advisor  
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER  
PENGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE*  
TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP  
PERFORMA TURBIN**

“ Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu  
terhadap Diameter Turbin ( $d/D$ ) = 0,75”

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**RETNO DEWI PAMUNGKAS**

NRP. 2112 100 022

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :	
1. <u>Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA</u> (NIP. 196001291987011001)	.....(Pembimbing)
2. <u>Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD</u> (NIP. 196412281990031002)	..... (Penguji I)
3. <u>Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT</u> (NIP. 197104051997021001)	..... (Penguji II)
4. <u>Dr. Ir. Heru Mirmanto</u> (NIP. 196202161995121001)	..... (Penguji III)

**SURABAYA,  
JULI 2016**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER  
PENGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE*  
TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP  
PERFORMA TURBIN**

“ Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu  
terhadap Diameter Turbin ( $d/D$ ) = 0,75 “

**Nama Mahasiswa** : Retno Dewi Pamungkas  
**NRP** : 2112 100 022  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI - ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

**Abstrak**

Indonesia merupakan negara yang memiliki sumber daya alam yang melimpah, dimana sumber daya alam tersebut dapat dijadikan sumber energi untuk keberlangsungan hidup. Seiring berjalannya waktu, ketersediaan sumber daya alam tersebut semakin menipis. Untuk mengatasi ketergantungan terhadap energi fosil, maka perlu pengembangan untuk mendapatkan sumber energi baru terbarukan. Salah satu energi terbarukan yang belum banyak dimanfaatkan secara optimal dan memiliki potensi besar untuk dikembangkan adalah energi angin. Energi angin dapat digunakan untuk memutar poros turbin angin yang kemudian putaran tersebut ditransmisikan pada generator listrik. Dengan meletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin tipe Savonius, maka performa turbin angin dapat ditingkatkan. Hal tersebut merupakan tujuan dari penelitian ini.

Untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius yang memiliki diameter ( $D$ ) = 60 mm dan tinggi ( $H$ ) = 80 mm, digunakan silinder yang memiliki diameter ( $d$ ) = 45 mm yang diletakkan di depan *returning blade* turbin. Pengganggu tersebut diletakkan dengan variasi jarak  $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ . Penelitian dilakukan di dalam *open circuit wind tunnel*, dengan dimensi tes uji; panjang 457 mm, lebar 304 mm dan tinggi 304 mm. Pada kecepatan angin masuk sebesar 8,77 m/s; 10,97 m/s; 13,16 m/s

yang sesuai dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) =  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$ ;  $9,0 \times 10^4$  (berdasarkan pada panjang karakteristik  $L = 2D-b$ , dimana  $b$  adalah lebar *overlap* dua sudu turbin, dan kecepatan angin). Kecepatan angin diukur menggunakan *pitot-static tube* - yang terhubung dengan *inclined* manometer. Putaran dari turbin angin diukur menggunakan tachometer, torsi statis menggunakan *torque meter* dan daya turbin angin diperoleh dengan mengukur tegangan dan kuat arus yang dihasilkan oleh generator yang terhubung dengan poros turbin Savonius.

Hasil yang diperoleh dari penelitian ini adalah penggunaan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* terbukti efektif dalam meningkatkan performa turbin angin. Hal ini ditandai dengan putaran dari turbin Savonius memiliki kenaikan maksimal sampai 101% pada  $Re = 9,0 \times 10^4$ ; torsi statis memiliki kenaikan maksimal sampai 80% pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  dan *Coefficient of Power* memiliki kenaikan maksimal sampai 821% pada  $Re = 6,0 \times 10^4$ . Selain itu, variasi jarak  $S/D$  yang diteliti berpengaruh terhadap performa turbin Savonius. Untuk semua bilangan Reynolds yang digunakan dalam penelitian ini didapatkan bahwa jarak  $S/D = 1,7$  terbukti efektif meningkatkan performa turbin Savonius yang digunakan dalam penelitian ini. Hal ini ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin.

**Kata kunci : Turbin Savonius, Silinder Pengganggu, Jarak  $S/D$  dan Performa Turbin**

# **EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF DISTURBANCE CYLINDER POSITION IN FRONT OF RETURNING BLADE OF SAVONIUS WIND TURBINE TO THE TURBINE PERFORMANCE**

**“ Case Study for the Ratio of the Diameter Disturbance  
Cylinder Relative to the Diameter of Turbine ( $d/D = 0,75$  “**

**Student's Name : Retno Dewi Pamungkas**  
**NRP : 2112 100 022**  
**Department : Mechanical Engineering FTI - ITS**  
**Supervising Lecturer : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

## **Abstract**

Indonesia is one of the country that has a lot of natural resources, which could be use as energy resources for sustaining life. Along with time, natural resources availability is decreasing. To overcome the dependence towards fossils based energy, research is needed to get a new renewable energy. One of the alternative energy that has not been used optimally and has a high potential to be developed is wind energy. Wind energy could be used to drive the wind turbine shaft, then the shaft's rotation is transmitted to an electric generator. By placing the disturbance cylinder in front of the returning blade of Savonius turbine, the Savonius wind turbine performance is expected to be increased. It is the objective of this research.

In order to increasing the performance of Savonius wind turbine having a diameter ( $D$ ) of 60 mm and height ( $H$ ) of 80 mm, a cylinder having a diameter ( $d$ ) of 45 mm is used as a disturbance located in front of returning blade of turbine. This disturbance is located in various spacing positions of  $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ . The experiments are carried out in a subsonic open circuit wind tunnel. This facility has a 457 mm long, with test section 304 mm x 304 mm. The free stream velocity of wind tunnel could be adjusted to 8,77 m/s; 10,97 m/s; 13,16 m/s, corresponding respectively to Reynolds number ( $Re$ ) =  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$ ;  $9,0 \times$

$10^4$  (based on equivalent length of  $L = 2D - b$ , where  $b$  is the width of overlap of the two turbine blades, and the free stream velocity). The velocity of wind is measured using a pitot-static tube connected to the inclined manometer. The rotation of turbine is measured by Tachometer, the static torque is measured by Torque meter, and finally the power output of turbine is determined by measuring of voltage and electric current resulted by generator connecting to the shaft of Savonius turbine.

The experimental result show that the usage of the disturbance cylinder located in front of the returning blade, is effective to increase the wind turbine performance. This is shown by the rotation of turbine has maximal increased to 101% at  $Re = 9,0 \times 10^4$ ; static torque has maximal increased to 80% at  $Re = 9,0 \times 10^4$ ; and Coefficient of Power has maximal increased to 821% at  $Re = 6,0 \times 10^4$ . Beside that, variation spacing positions in this research affected to the wind turbine performance. To all the Reynolds number used in this experiment, the spacing position of  $S/D = 1,7$  is the most effective to improve the performance of the Savonius turbine used in this research. It is indicated by the peak of the rotation of turbine, the static torque and the Coefficient of Power of the turbine.

**Keywords : Savonius Wind Turbine, Disturbance Cylinder, Spacing Positions of S/D and Wind Turbine Performance**

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	
<b>ABSTRAK</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	iii
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xi
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xv
<b>DAFTAR SIMBOL</b> .....	xvii
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	4
1.3 Tujuan Penelitian .....	5
1.4 Batasan Masalah .....	6
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Turbin Angin .....	7
2.2 Turbin Angin Savonius .....	8
2.3 Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi dan Tekanan Dinamis.....	9
2.4 Bilangan Reynolds .....	10
2.5 Koefisien <i>Drag</i> dan Gaya <i>Drag</i> .....	10
2.6 Daya .....	11
2.7 <i>Coefficient of Power</i> .....	11
2.8 Aliran Melintasi Sebuah Silinder .....	12
2.9 Penelitian Terdahulu .....	14
2.9.1 Penelitian Silinder Berpengganggu .....	15
2.9.2 Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu .....	19
<b>BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN</b>	
3.1 Parameter Pengukuran .....	23
3.2 Analisa Dimensi .....	24
3.2.1 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of                 Power</i> .....	24



3.2.2 Analisa Dimensi untuk bukaan sudut sudu.....	27
3.3 Peralatan.....	29
3.3.1 <i>Wind Tunnel</i> (Terowongan Angin) .....	29
3.3.2 Benda Uji .....	30
3.3.3 Alat Ukur .....	32
3.4 Metode Pengukuran Daya .....	37
3.5 Prosedur Penelitian .....	38
3.6 <i>Flowchart</i> Penelitian .....	39
3.7 Urutan Langkah Penelitian .....	40
<b>BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1 Data Penelitian .....	41
4.4.1 Perhitungan Bilangan Reynolds .....	41
4.2 Contoh Perhitungan.....	43
4.2.1 Perhitungan <i>Tip Speed Ratio</i> .....	43
4.2.2 Perhitungan <i>Coefficient of Power</i> .....	43
4.3 Turbin Savonius tanpa silinder pengganggu	44
4.3.1 Data turbin Savonius tanpa silinder pengganggu .....	44
4.3.2 Putaran standar sebagai fungsi bilangan Reynolds .....	44
4.3.3 Torsi statis standar sebagai fungsi bilangan Reynolds .....	45
4.3.4 <i>Coefficient of Power</i> sebagai fungsi bilangan Reynolds .....	46
4.4 Pengaruh silinder pengganggu terhadap performa turbin Savonius .....	47
4.4.1 Putaran sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	47
4.4.2 Torsi statis sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	50
4.4.2.1 Torsi statis sebagai fungsi sudut bukaan sudu pada jarak $S/D = 1,7$	55

4.4.3	<i>Coefficient of Power</i> sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5-2,4$ .....	57
4.4.4	<i>Coefficient of Power</i> sebagai fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada jarak $S/D = 1,5-2,4$ .....	61
4.5	<i>Coefficient of Power</i> sebagai fungsi bilangan Reynolds pada jarak $S/D = 1,7$ ....	64
<b>BAB 5 PENUTUP</b>		
5.1	Kesimpulan .....	67
5.2	Saran .....	68
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....		69
<b>LAMPIRAN</b>		

[halaman ini sengaja dikosongkan]

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12.....	32
Tabel 3.2 Spesifikasi Torque meter LUTRON model TQ-8800 .....	34
Tabel 3.3 Spesifikasi Sanwa Multimeter Digital CD-771 .....	35
Tabel 3.4 <i>Ghant Chart</i> Penelitian.....	40
Tabel 4.1 Data turbin Savonius tanpa silinder pengganggu .....	44

[ halaman ini sengaja dikosongkan]

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Penamaan Sudu Turbin Savonius .....	8
Gambar 2.2 Aliran Melintasi Silinder Sirkular .....	12
Gambar 2.3 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder .....	13
Gambar 2.4 Skema Percobaan (Tsutsui dan Igarashi, 2002) .....	15
Gambar 2.5 Grafik Koefisien Tekanan pada Silinder Pengganggu (Tsutsui dan Igarashi, 2002) .....	16
Gambar 2.6 Grafik Koefisien Tekanan pada Silinder Utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002) .....	16
Gambar 2.7 Grafik Koefisien <i>Drag</i> (Tsutsui dan Igarashi, 2002).....	17
Gambar 2.8 Skema Susunan Dua Silinder dalam Eksperimental (Triyogi et al, 2009) .....	17
Gambar 2.9 Evolusi Koefisien <i>Drag</i> Silinder Utama Relatif terhadap Silinder Tunggal sebagai Fungsi dari Sudut Iris ( $\Theta_s$ ) pada $Re = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009) .....	18
Gambar 2.10 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008) .....	19
Gambar 2.11 Grafik Pengaruh Panjang Pengganggu terhadap <i>Coefficient of Power</i> (Altan et al, 2008) .....	20
Gambar 2.12 Grafik Pengaruh Putaran Turbin terhadap Besar Sudut Plat ( $\alpha$ dan $\beta$ ) pada Pengganggu 1 (Altan et al, 2008) .....	20
Gambar 2.13 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Tipe Savonius dengan Dua Sudu dan Tiga Sudu (Mohamed et al, 2010) .....	21

Gambar 2.14 Grafik Hubungan Antara <i>Speed Ratio</i> dan <i>Coefficient of Power (Cop)</i> pada Turbin Angin Savonius dengan Dua Sudu (Mohamed, 2010) .....	22
Gambar 2.15 Grafik Hubungan antara <i>Speed Ratio</i> dan <i>Coefficient of Power (Cop)</i> pada Turbin Angin Savonius dengan Tiga Sudu (Mohamed, 2010) .....	22
Gambar 3.1 Sketsa Penelitian (pandangan atas dan samping) .....	23
Gambar 3.2 Skema <i>Wind Tunnel Sub Sonic</i> .....	30
Gambar 3.3 Turbin Angin Savonius .....	31
Gambar 3.4 Silinder Sirkular sebagai Pengganggu .....	31
Gambar 3.5 Tachometer OMEGA seri HHT12 .....	32
Gambar 3.6 Torque meter LUTRON model: TQ-8800 .....	33
Gambar 3.7 Sanwa Multimeter Digital CD-771 .....	35
Gambar 3.8 <i>Pitot Static Tube</i> .....	36
Gambar 3.9 Manometer.....	36
Gambar 3.10 Skema Rangkaian Pengukuran Daya ....	37
Gambar 3.11 <i>Flowchart</i> Penelitian .....	39
Gambar 4.1 Grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds .....	44
Gambar 4.2 Grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds .....	45
Gambar 4.3 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds .....	46
Gambar 4.4 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	47

Gambar 4.5	Grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $n/n_0$ ) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	49
Gambar 4.6	Gambar posisi bukaan sudu Savonius pada sudut $0^\circ$ .....	50
Gambar 4.7	Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	51
Gambar 4.8	(a) Ilustrasi aliran untuk turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu pada jarak $S/D = 1,7$ (b) Ilustrasi aliran untuk turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu pada jarak $S/D = 2,4$ .....	53
Gambar 4.9	Grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $T/T_0$ ) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	54
Gambar 4.10	Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi sudut ( $\theta$ ) pada jarak $S/D = 1,7$ .....	55
Gambar 4.11	Gambar posisi bukaan sudu Savonius pada berbagai sudut .....	56
Gambar 4.12	Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	57
Gambar 4.13	Grafik perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	60



Gambar 4.14	Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu sebagai fungsi TSR pada jarak $S/D = 1,5-2,4$ .....	61
Gambar 4.15	Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) pada jarak $S/D = 1,7$ sebagai fungsi bilangan Reynolds .....	64

## DAFTAR SIMBOL

A	Luas sapuan pada turbin yang ditabrak oleh angin ( $m^2$ )
b	<i>overlap</i> (m)
$C_D$	Koefisien <i>drag</i>
$Cop$	<i>Coefficient of Power</i> turbin angin berpengganggu
$Cop_0$	<i>Coefficient of Power</i> tanpa pengganggu
d	Diameter silinder pengganggu (m)
D	Diameter turbin angin (m)
$F_D$	Gaya <i>drag</i> (N)
H	Tinggi turbin angin (m)
I	Kuat arus listrik (Ampere)
L	Panjang karakteristik (m)
$\dot{m}$	Laju aliran massa (kg/s)
n	Putaran turbin angin berpengganggu (rpm)
$n_0$	Putaran turbin angin tanpa pengganggu (rpm)
P	<i>Power</i> (J/s)
R	Jari-jari turbin (m)
Re	Bilangan Reynolds
S	Jarak horisontal antara pusat <i>returning blade</i> turbin angin dan silinder pengganggu (m)
T	Torsi statis turbin angin berpengganggu (Ncm)
$T_0$	Torsi statis turbin angin tanpa pengganggu (Ncm)
TSR	<i>Tip Speed Ratio</i>
t	Panjang silinder pengganggu (m)
U	Kecepatan aliran fluida (m/s)
V	Tegangan listrik (Volt)
$\rho$	Densitas fluida ( $kg/m^3$ )
$\mu$	Viskositas absolut fluida ( $N.s/m^2$ )
$\omega$	Kecepatan angular dari turbin angin (rad/s)

[ halaman ini sengaja dikosongkan]

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Indonesia merupakan negara yang memiliki sumber daya alam yang melimpah, dimana sumber daya alam tersebut dapat dijadikan sumber energi untuk keberlangsungan hidup. Seiring berjalannya waktu, ketersediaan sumber daya alam tersebut semakin menipis. Oleh karena itu diperlukan sumber energi yang dapat memenuhi semua kebutuhan. Salah satu sumber energi yang banyak digunakan adalah energi fosil. Akan tetapi, energi ini termasuk energi yang tidak dapat diperbaharui dan jika energi fosil habis maka diperlukan sumber-sumber energi baru. Selain itu penggunaan energi fosil juga berdampak negatif terhadap lingkungan. Untuk mengatasi ketergantungan terhadap energi fosil, maka perlu pengembangan untuk mendapatkan sumber energi baru terbarukan. Salah satu energi terbarukan yang belum banyak dimanfaatkan secara optimal dan memiliki potensi besar untuk dikembangkan adalah energi angin.

Energi angin dapat digunakan untuk memutar poros turbin angin yang kemudian putaran tersebut ditransmisikan pada generator listrik. Prinsip kerja dari turbin angin adalah untuk membangkitkan energi listrik dengan mengubah energi mekanik dari angin menjadi energi putar pada turbin dan digunakan untuk memutar generator yang akan menghasilkan energi listrik.

Salah satu tipe turbin angin adalah turbin angin Savonius. Turbin angin tipe Savonius pertama kali ditemukan oleh S.J. Savonius pada tahun 1920. Pada prinsipnya turbin angin tipe Savonius yang konvensional adalah plat tabung yang dibelah dua dan saling disatukan sehingga berbentuk huruf S. Sehingga pada turbin angin Savonius konvensional hanya terdiri atas dua buah sudu saja. Turbin angin Savonius adalah jenis turbin angin tipe *drag*, yaitu turbin ini menghasilkan daya dengan memanfaatkan gaya *drag* yang dihasilkan dari tiap-tiap sudunya. Sudu turbin Savonius (*Savonius Blade*) dibedakan menjadi 2 jenis yaitu

*advancing blade* dan *returning blade*. Selisih gaya drag dari *advancing blade* dan *returning blade* akan menghasilkan torsi, yang apabila dikalikan dengan kecepatan angular dari turbin angin maka akan menghasilkan daya turbin angin tersebut. Apabila selisih gaya *drag* semakin besar, maka daya yang dihasilkan pun semakin besar pula. Salah satu cara untuk memperbesar selisih gaya *drag* adalah dengan mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*.

Ada beberapa penelitian yang sudah dilakukan terkait dengan reduksi gaya *drag* dan pemberian pengganggu pada turbin angin tipe Savonius. Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari  $0^0$  sampai  $65^0$  yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds  $5,3 \times 10^4$ . Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pengurangan koefisien *drag* silinder sirkular utama yang paling efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris  $65^0$ . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I  $65^0$  sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal.

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui sebuah silinder diganggu oleh sebuah silinder lain yang berdiameter lebih kecil juga telah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ) dan harga bilangan Reynolds. Hasil penelitian tersebut mendapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* ( $C_D$ ) disebabkan oleh peningkatan bilangan Re,  $d/D$  dan penurunan harga  $L/D$ . Sedangkan pengurangan *pressure drag* didominasi oleh perubahan harga Re. Kondisi optimum penurunan harga *pressure drag coefficient* ( $C_{DP}$ ) diperoleh pada nilai  $d/D = 0,25$  ;  $L/D = 2$  untuk Re kurang dari  $4,1 \times 10^4$  dan

diperoleh  $C_D$  sebesar 73% dibanding pada silinder tunggal. Sedangkan penurunan *total pressure drag coefficient* ( $C_{DT}$ ) didapatkan untuk harga  $L/D = 1,75$  pada  $Re$  lebih besar dari  $4,1 \times 10^4$  serta didapatkan  $C_{DT}$  sebesar 63% dibandingkan pada silinder tunggal. Dari penelitian ini mengarahkan pemakaian  $L/D$  sebagai salah satu parameter sehingga dapat mengetahui seberapa besar perubahan koefisien *drag* yang terjadi.

**Altan et al (2008)** melakukan penelitian pada turbin angin Savonius diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin dengan variasi panjang plat ( $\ell_1$  dan  $\ell_2$ ) dan besar sudut plat ( $\alpha$  dan  $\beta$ ) dengan kecepatan angin 7 m/s dan bilangan Reynolds  $1,5 \times 10^5$ . Hasil penelitian didapatkan bahwa *Coefficient of Power* ( $Cop$ ) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 38,5% apabila diberi pengganggu dengan susunan yang optimal, yaitu dengan panjang plat pengganggu  $\ell_1$  sebesar 45 cm dan  $\ell_2$  sebesar 52 cm dengan sudut sudu pengganggu  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\beta = 15^\circ$ .

Penelitian **Mohamed et al (2010)** tentang simulasi dengan software CFD pada turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa plat yang diposisikan di depan turbin dengan variasi besar sudut plat ( $\beta$ ) dan *speed ratio* ( $\lambda$ ) dengan kecepatan angin 10 m/s. Simulasi ini membandingkan antara turbin Savonius dengan dua sudu dan tiga sudu serta masing-masing diberi pengganggu. Hasil simulasi didapatkan bahwa *Coefficient of Power* ( $Cop$ ) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,3% pada *speed ratio* 0,7 dan besar sudut  $\beta = 100,83^\circ$  dengan menggunakan dua buah sudu berpengganggu. Sedangkan apabila menggunakan tiga buah sudu berpengganggu, hasil dari *Coefficient of Power* ( $Cop$ ) turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,5% pada *speed ratio* 0,7 dan besar sudut  $\beta = 80,52^\circ$ .

Dari penelitian-penelitian diatas dapat disimpulkan bahwa performa turbin angin tipe Savonius dapat ditingkatkan dengan cara mengurangi *drag* yang terjadi pada *returning blade* turbin. Dalam penelitian ini, pengurangan *drag* tersebut akan

dilakukan dengan cara mengontrol *boundary layer returning blade*. Dalam hal ini dengan meletakkan silinder pengganggu berdiameter tertentu ( $d$ ) di depan *returning blade* pada jarak relatif yang divariasikan ( $S/D$ ). Berdasarkan studi literatur yang ada, penelitian seperti ini belum pernah dilakukan oleh peneliti terdahulu.

## 1.2 Perumusan Masalah

Sudu turbin Savonius (*Savonius blade*) dibedakan menjadi 2 jenis yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Perbedaan mendasar antara kedua *blade* tersebut terletak pada cekungan bagian dalam sudu turbin. *Advancing blade* memiliki cekungan bagian dalam sudu turbin yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran (*flow direction*). Sedangkan sisi yang membelakanginya adalah *returning blade*.

Gaya *drag* yang dihasilkan pada sisi *returning blade* lebih kecil daripada sisi *advancing blade*, sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* lebih kecil bila dibandingkan dengan *advancing blade*. Daya yang dibangkitkan pada turbin angin tersebut merupakan selisih dari torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* dan *advancing blade* dikalikan dengan kecepatan angular dari turbin. Apabila turbin angin diberi pengganggu berupa silinder yang diletakkan di depan *returning blade*, dengan ukuran yang lebih kecil maka *boundary layer* pada *returning blade* akan terganggu. Hal ini menyebabkan titik separasi pada *returning blade* mundur kebelakang sehingga daerah wake menyempit dan  $C_D$  turun (Tsutsui dan Igarashi, 2002). Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya turbin yang dibangkitkan.

Tekanan di depan *returning blade* lebih besar daripada di belakang *returning blade*. Selisih tekanan tersebut apabila dikalikan dengan luasan sapuan *returning blade*, maka akan didapatkan gaya *drag* pada sisi *returning blade*. Apabila

diletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade*, maka tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *drag* pada sisi *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar dan daya yang dibangkitkan oleh turbin angin juga semakin besar.

Pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan turbin angin tipe Savonius yang diganggu silinder sirkular yang divariasikan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu ( $S/D$ ). Hipotesa awal dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Silinder sirkular diletakkan di depan *returning blade* sebagai pengganggu efektif dalam mengganggu turbin angin. Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder pengganggu diduga mempercepat pertumbuhan *boundary layer returning blade* menjadi turbulen. Akibatnya titik separasi mundur ke belakang dan gaya *drag* menurun.
2. Variasi jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu ( $S/D$ ) berpengaruh terhadap besarnya gaya *drag* ( $F_D$ ) sehingga mempengaruhi torsi yang dihasilkan oleh turbin angin.

Untuk membuktikan hipotesa diatas maka dilakukan penelitian dengan menggunakan turbin angin tipe Savonius dengan diameter ( $D$ ) = 60 mm serta silinder pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm. Jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu ( $S/D$ ) adalah  $1,5 \leq S/D \leq 2,4$  dengan bilangan *Reynolds* =  $6,0 \times 10^4$  ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  .

### 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk meningkatkan performa dari turbin angin tipe Savonius dengan mengurangi gaya *drag* pada sisi *returning blade* dan mempelajari secara rinci pengaruh



jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) terhadap performa turbin angin, yaitu dengan mengukur torsi statis dan putaran turbin, kemudian menghitung *Coefficient of Power (C<sub>op</sub>)* dari turbin angin.

#### **1.4 Batasan Masalah**

Pada penelitian ini digunakan beberapa batasan masalah sehingga bahasan yang dilakukan tidak melenceng dari tujuan yang ada. Adapun batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. Fluida yang mengalir adalah udara dalam kondisi aliran *steady*, *incompressible*, dan *uniform* pada sisi *upstream*, dengan bilangan *Reynolds* =  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ .
2. Analisa dilakukan pada turbin angin tipe Savonius dengan diameter (D) = 60 mm dan pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter (d) = 45 mm.
3. Variasi jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu (S/D) yang digunakan sebesar  $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ .
4. Analisa aliran dari satu arah.
5. Kemungkinan terjadinya perpindahan panas dapat diabaikan.

## **BAB 2**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1. Turbin Angin**

Turbin angin berfungsi mengubah energi kinetik menjadi energi mekanik berupa putaran poros. Putaran poros tersebut kemudian digunakan untuk beberapa hal sesuai dengan kebutuhan seperti memutar generator agar menghasilkan listrik. Desain turbin angin yang ada saat ini secara umum terbagi menjadi 2, yaitu *Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* dan *Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)*.

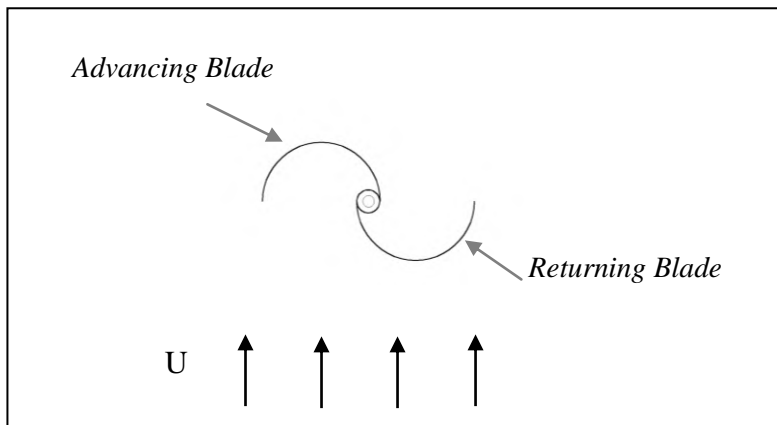
*Horizontal Axis Wind Turbin (HAWT)* merupakan turbin yang poros utamanya berputar menyesuaikan arah angin. Biasanya jenis turbin ini memiliki *blade* berbentuk *airfoil* seperti bentuk sayap pada pesawat. Pada turbin ini, terjadinya putaran dikarenakan adanya gaya *lift* (gaya angkat) pada *blade* yang ditimbulkan oleh aliran angin. Turbin ini cocok digunakan pada tipe angin kecepatan sedang dan tinggi, dan banyak digunakan sebagai pembangkit listrik skala besar. Jumlah *blade* pada *HAWT* bervariasi, mulai dari satu *blade*, dua *blade*, tiga *blade* dan banyak *blade* yang penggunaannya disesuaikan dengan kebutuhan dan kondisi angin. Secara umum semakin banyak jumlah *blade*, semakin tinggi putaran turbin. Setiap desain turbin memiliki kelebihan dan kekurangan. Kelebihan turbin jenis ini yaitu memiliki efisiensi yang tinggi dan semakin tinggi menara turbin, maka semakin besar kecepatan angin. Kekurangannya, yaitu semakin tinggi menara dan semakin panjang sudu, maka semakin besar biaya instalasi. Selain itu, konstruksi menara yang besar dibutuhkan untuk menyangga *gearbox*, sudu dan generator

*Vertical Axis Wind Turbin (VAWT)* merupakan turbin angin yang memiliki poros yang disusun tegak lurus. Ada beberapa tipe sudu pada turbin angin jenis ini, yaitu : Savonius dan Darrieus. Turbin Savonius memanfaatkan gaya *drag* sedangkan turbin Darrieus dan memanfaatkan gaya *lift*. *VAWT* juga mempunyai beberapa kelebihan dan kekurangan. Kelebihannya, yaitu

memiliki torsi tinggi sehingga dapat berputar pada kecepatan angin rendah, tidak membutuhkan struktur menara yang besar, generator dapat ditempatkan di bagian bawah turbin sehingga mempermudah *maintenance*, dan dapat menerima angin di segala arah. Kekurangannya yaitu, kecepatan angin di bagian bawah sangat rendah sehingga apabila tidak memakai menara akan menghasilkan putaran yang rendah, dan efisiensi lebih rendah apabila dibandingkan dengan *HAWT*.

## 2.2. Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius adalah jenis turbin angin tipe *drag*, yaitu turbin ini menghasilkan daya dengan memanfaatkan gaya *drag* yang dihasilkan dari tiap-tiap sudunya. Berdasarkan gambar 2.1 dapat dilihat bahwa sudu turbin Savonius (*Savonius blade*) dibedakan menjadi 2 jenis yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Perbedaan mendasar antara kedua *blade* tersebut terletak pada cekungan bagian dalam sudu turbin. *Advancing blade* memiliki cekungan bagian dalam sudu turbin yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran (*flow direction*). Sedangkan sisi yang membelakanginya adalah *returning blade*.



**Gambar 2.1** Penamaan Sudu Turbin *Savonius*

### 2.3. Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi dan Tekanan Dinamis

Tekanan yang diukur melalui suatu alat yang bergerak bersama aliran dengan kecepatan relatif alat ukur terhadap aliran dinamakan tekanan statis. Pengukuran tekanan statis biasanya menggunakan *wall pressure tap*, kecepatan aliran fluida pada permukaan dinding akan bernilai nol karena tidak ada fluida yang ideal (*non viscous*).

Tekanan stagnasi dapat didefinisikan sebagai tekanan yang diukur pada daerah dimana aliran fluida diperlambat hingga nol dengan proses perlambatan tanpa gesekan. Persamaan Bernoulli dapat diterapkan pada aliran kompresibel untuk sepanjang suatu streamline, yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} + gz = \text{konstan} \quad (2.1)$$

Pengukuran tekanan stagnasi ( $P_o$ ) dimana kecepatannya ( $U_o$ ) adalah nol dan  $z_o = z$  maka persamaan Bernoulli di atas menjadi :

$$\begin{aligned} \frac{P_o}{\rho} + \frac{U_o^2}{2} + gz &= \text{konstan} \\ P_o &= P + \frac{U^2}{2} \rho \end{aligned} \quad (2.2)$$

Tekanan dinamis merupakan selisih antara tekanan stagnasi dengan tekanan statis.

$$P_o - P = \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (2.3)$$

dimana :

P : Tekanan statis

$P_o$  : Tekanan stagnasi

$\rho$  : Densitas fluida

U : Kecepatan aliran fluida

$U_o$  : Kecepatan stagnasi

g : Percepatan gravitasi bumi

z : Ketinggian

## 2.4. Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds adalah bilangan tidak berdimensi yang dapat mengklasifikasikan jenis aliran fluida. Pada umumnya jenis aliran fluida dapat dibagi menjadi 3 jenis yaitu laminar, transisi, dan turbulen. Dalam aplikasinya, aliran transisi jarang digunakan. Aliran fluida lebih sering diklasifikasikan menjadi 2 jenis aliran saja (laminar dan turbulen). Secara perumusan, bilangan Reynolds dapat ditulis sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \quad (2.4)$$

dimana :

Re : Bilangan Reynolds

$\rho$  : Densitas fluida

U : Kecepatan aliran fluida

L : Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran, dalam kasus ini panjang karakteristik benda uji adalah diameter turbin (2D-b).

$\mu$  : Viskositas absolut fluida

## 2.5. Koefisien Drag dan Gaya Drag

Gaya hambat sering ditunjukkan dalam bilangan tak berdimensi yaitu koefisien *drag* ( $C_D$ ). Oleh karena itu persamaan untuk mengetahui koefisien *drag* ini dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A} \quad (2.5)$$

dimana :

$C_D$  : Koefisien *drag*

$F_D$  : Gaya *drag*

$\rho$  : Densitas fluida

U : Kecepatan fluida

A : Luas sapuan pada turbin yang ditabrak oleh angin

Nilai  $C_D$  untuk *returning blade* dengan nilai  $Re \geq 10^3$  adalah 1.20 , sedangkan nilai  $C_D$  untuk *advancing blade* dengan nilai  $Re \geq 10^3$  adalah 2.30. Berdasarkan pada persamaan 2.2,

maka dapat ditentukan besarnya gaya drag pada *returning blade* dan *advancing blade* adalah sebagai berikut :

Besar gaya drag pada *returning blade* :

$$F_D = 0.60 \rho . U^2 . A \quad (2.6)$$

Besar gaya drag pada *advancing blade* :

$$F_D = 1.15 \rho . U^2 . A \quad (2.7)$$

## 2.6. Daya

Perhitungan daya yang dihasilkan oleh turbin jika dihubungkan dengan generator (*power output*) pada umumnya dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_{out} = V . I \quad (2.8)$$

Laju aliran massa (*mass flow rate*) dengan massa jenis udara  $\rho$ , secara matematik dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\dot{m} = \rho . Q = \rho . U . A \quad (2.9)$$

Daya yang berhembus pada turbin (*power input*) adalah energi kinetik yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$P_{in} = \frac{1}{2} (\rho . A . U) (U^2) = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (2.10)$$

$$A = (2D - b) . H \quad (2.11)$$

dimana :

- V = Tegangan yang dihasilkan dari generator
- I = Kuat arus listrik yang dihasilkan dari generator
- $\rho$  = Densitas udara
- A = Luas sapuan pada turbin yang ditabrak oleh angin
- D = Diameter turbin angin
- H = Tinggi turbin angin
- $\dot{m}$  = Laju aliran massa
- U = Kecepatan angin
- b = *gap distance*

## 2.7. Coefficient of Power

*Coefficient of Power (C<sub>op</sub>)* merupakan suatu bilangan tidak berdimensi, yang didapat dari perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh turbin angin (*power output*) dan daya yang berhembus dari turbin angin (*power input*). Berdasarkan

persamaan (2.5) dan (2.7), nilai *Coefficient of Power (C<sub>op</sub>)* dapat ditulis sebagai berikut :

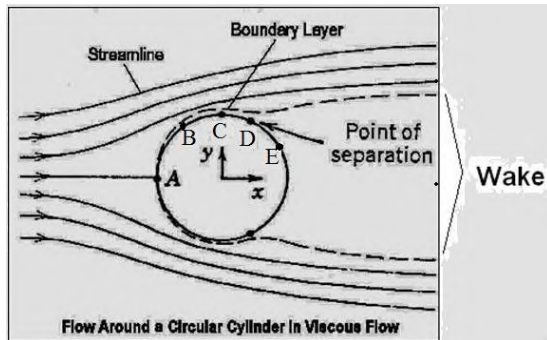
$$C_{op} = \frac{\text{power output}}{\text{power input}} \quad (2.12)$$

$$C_{op} = \frac{V.I}{\frac{1}{2}\rho (2D-b) H U^3} \quad (2.13)$$

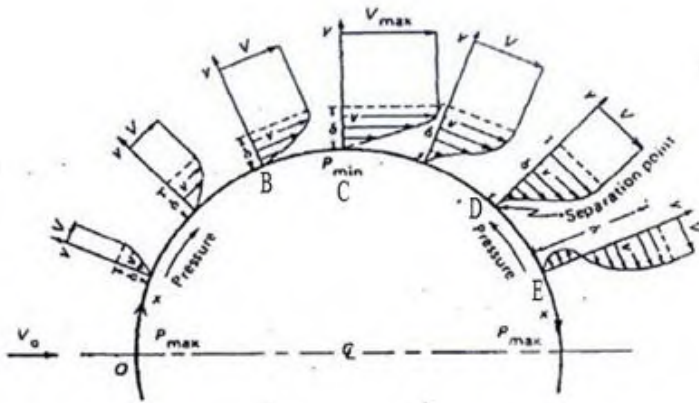
## 2.8. Aliran Melintasi Sebuah Silinder

Suatu aliran yang melintasi silinder sirkular akan menjadi aliran yang kompleks dan senantiasa berubah seiring dengan berubahnya bilangan Reynolds. Gaya *drag* pada aliran yang melintasi silinder sirkular dihasilkan karena adanya efek *viscous*. Gaya hambat yang timbul akibat perbedaan tekanan pada arah normal terhadap permukaan tersebut disebut *pressure drag* dan apabila pada arah tangensial terhadap permukaan disebut *skin friction drag*.

Bila aliran fluida melintas pada pada kontur silinder seperti gambar 2.3 dibawah, maka aliran fluida akan dipercepat hingga kecepatan maksimum dan tekanannya minimum pada titik C.



**Gambar 2.2** Aliran Melintasi Silinder Sirkular



**Gambar 2.3** Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder

Gambar 2.3 diatas menjelaskan tentang proses terjadinya separasi dan *wake* pada aliran yang melewati silinder. Fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan tetapi gradien tekanannya negatif  $[\frac{\delta P}{\delta \theta} < 0]$ . Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan atau gradien tekanannya bernilai positif  $[\frac{\delta P}{\delta \theta} > 0]$  yang disebut *adverse pressure gradient* dan hal ini menyebabkan partikel fluida didalam *boundary layer* menjadi diperlambat. Gaya tekan dan gaya geser pada elemen bawah melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran yang diatasnya lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat dengan permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser, maka aliran fluida dipermukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradient kecepatan menjadi nol  $[\frac{\delta U}{\delta y} \Big|_{y=0} = 0]$ . Secara umum, pengaruh *adverse pressure gradient* adalah bersamaan dengan pengurangan kecepatan.



Lebih jauh lagi yaitu di titik E terjadi *adverse pressure gradient* yang cukup sehingga aliran didekat permukaan telah benar-benar berbalik dan fluida sudah tidak mampu mengikuti kontur dari permukaan dan menjauhinya. Titik dimana terjadi peristiwa pemisahan aliran dari permukaan kontur  $\left[ \frac{\delta U}{\delta y} \Big|_{y=0} = 0 \right]$  disebut dengan titik separasi. Hal ini terjadi karena momentum yang digunakan untuk menggerakkan fluida sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek dan tekanan balik (*adverse pressure gradient*).

Bilangan Reynolds juga mempunyai pengaruh yang besar sebagai penyebab terjadinya separasi. Semakin besar bilangan Reynolds, maka momentum yang dimiliki fluida juga semakin besar dan aliran semakin cepat menjadi turbulen sehingga terjadinya titik separasi bisa tertunda. Parameter lain yang mempengaruhi separasi diantaranya kekasaran permukaan dan stabilitas *free stream*.

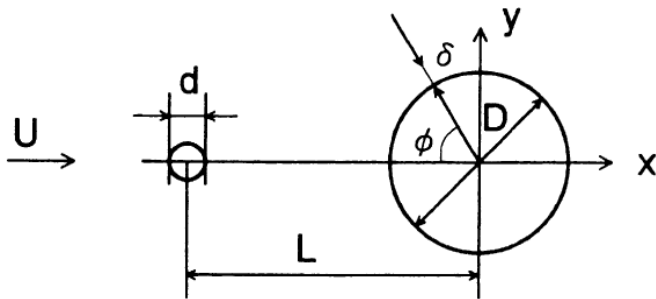
Jika separasi terjadi, maka akan terbentuk daerah di belakang silinder yang tidak tersentuh oleh aliran yang dinamakan *wake*. Daerah *wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *boundary layer* bagian atas dan bagian bawah. Lebar dari *wake* sangat tergantung pada posisi titik separasi. Pada aliran yang turbulen, *boundary layer* lebih mampu untuk bertahan terhadap *adverse pressure gradient* dan gaya gesek, sehingga titik separasi terletak lebih ke belakang *body* maka daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit.

## 2.9. Penelitian Terdahulu

Dalam melakukan penelitian ini, diperlukan berbagai referensi dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan. Beberapa penelitian tersebut yang akan dijabarkan antara lain, penelitian tentang silinder berpengganggu dan penelitian turbin angin tipe Savonius berpengganggu.

### 2.9.1. Penelitian Silinder Berpengganggu

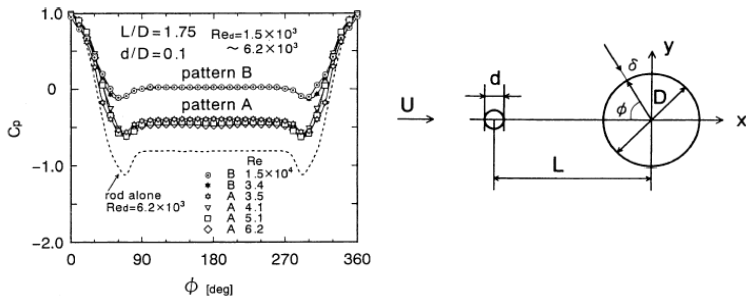
Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui sebuah silinder yang diganggu oleh sebuah silinder lain yang berdiameter lebih kecil dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dengan memvariasikan diameter silinder berpengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ) dan harga bilangan Reynolds. Hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* ( $C_D$ ) disebabkan oleh peningkatan bilangan  $Re$ ,  $d/D$  dan penurunan harga  $L/D$ . Sedangkan pengurangan *pressure drag* didominasi oleh perubahan harga  $Re$ . Skema penelitian dapat dilihat pada gambar 2.4.



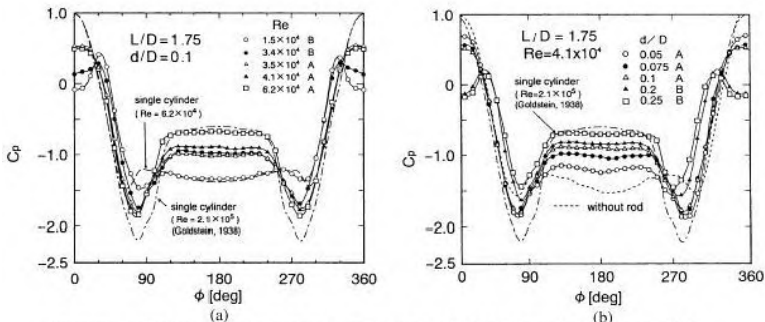
**Gambar 2.4** Skema Percobaan (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Pada gambar 2.5 didapatkan bahwa harga  $C_p$  pada titik stagnasi pada daerah *upstream* silinder utama mengalami penurunan dengan adanya peningkatan bilangan Reynolds, dimana pada daerah ini kecepatan aliran pada kontur mengalami *decelarasi* sehingga harga  $C_p$  akan mengalami kenaikan sampai pada *reattachment point* yang kemudian akan mengalami *accelarasi* sehingga menyebabkan penurunan harga  $C_p$ . Harga  $C_{pb}$  didapatkan semakin meningkat seiring dengan peningkatan bilangan Reynolds dan  $d/D$ , akan tetapi titik separasi pada silinder sirkular akan tertunda sehingga menyebabkan lebar *wake* yang semakin sempit, dimana hal ini dapat menyebabkan penurunan harga  $C_D$ . Kondisi optimum penurunan harga *pressure drag*

coefficient ( $C_D$ ) diperoleh pada nilai  $d/D = 0,25$  ;  $L/D = 2$  untuk bilangan Reynolds kurang dari  $4,1 \times 10^4$  dan diperoleh  $C_D$  sebesar 73% dibanding pada silinder tunggal. Sedangkan penurunan *total pressure drag coefficient* ( $C_{DT}$ ) didapatkan untuk harga  $L/D = 1,75$  pada bilangan Reynolds lebih besar dari  $4,1 \times 10^4$  serta didapatkan  $C_{DT}$  sebesar 63% dibandingkan pada silinder tunggal, hal tersebut ditunjukkan pada gambar 2.7.

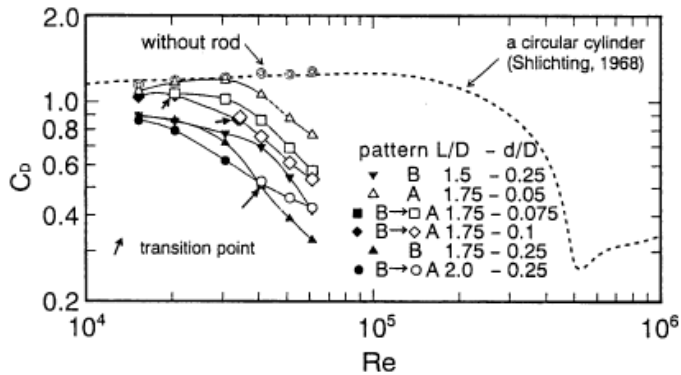


**Gambar 2.5** Grafik Koefisien Tekanan pada Silinder Pengganggu (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



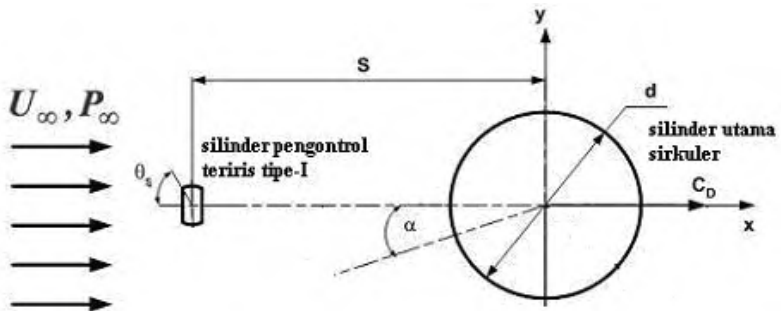
Pressure distribution around the circular cylinder. (a) Effect of  $Re$  and (b) effect of  $d/D$ .

**Gambar 2.6** Grafik Koefisien Tekanan pada Silinder Utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



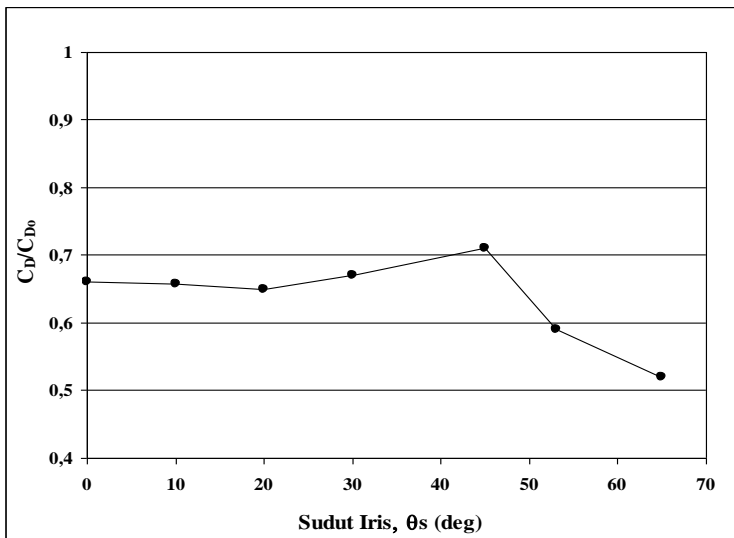
**Gambar 2.7** Grafik Koefisien *Drag* (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Penelitian yang hampir serupa juga telah dilakukan oleh **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari  $0^\circ$  sampai  $65^\circ$  yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds  $5,3 \times 10^4$ . Skema penelitian dapat dilihat pada gambar 2.8.



**Gambar 2.8** Skema Susunan Dua Silinder dalam Eksperimental (Triyogi et al, 2009)

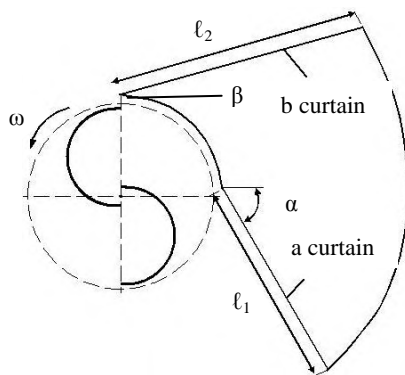
Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pengurangan koefisien *drag* silinder sirkular utama yang paling efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris  $65^\circ$ . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I  $65^\circ$  sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal, seperti terlihat pada gambar 2.9.



**Gambar 2.9** Evolusi Koefisien *Drag* Silinder Utama Relatif terhadap Silinder Tunggal sebagai Fungsi dari Sudut Iris ( $\theta_s$ ) pada  $Re = 5,3 \times 10^4$  (Triyogi et al, 2009)

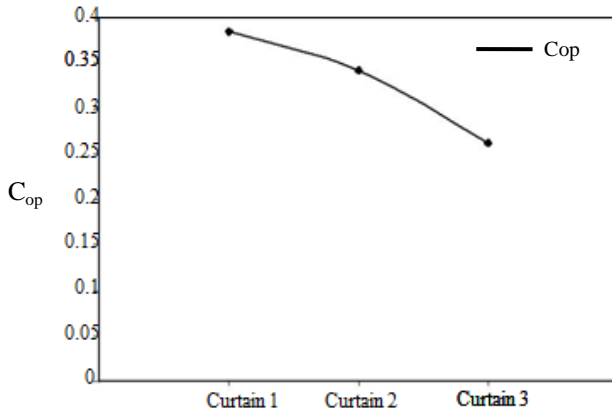
### 2.9.2. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin, dilakukan oleh **Altan et al (2008)** dengan memvariasikan panjang plat ( $\ell_1$  dan  $\ell_2$ ) dan besar sudut plat ( $\alpha$  dan  $\beta$ ) dengan kecepatan angin 7 m/s serta bilangan Reynolds  $1,5 \times 10^5$ . Skema penelitian dapat dilihat pada gambar 2.10.

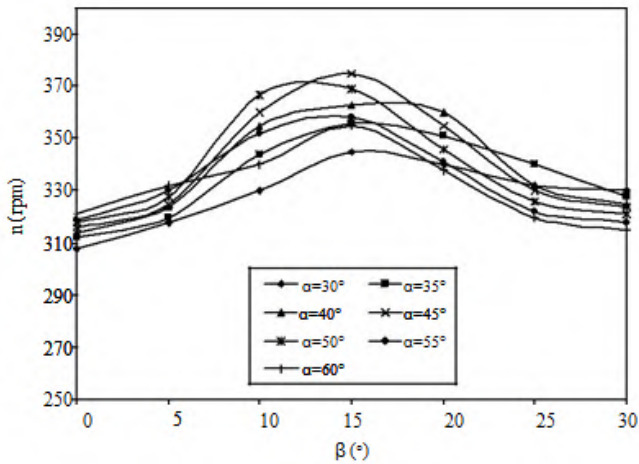


**Gambar 2.10** Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008)

Hasil penelitian dapat dilihat pada gambar 2.11 dan 2.12, yang menjelaskan bahwa *Coefficient of Power (C<sub>op</sub>)* dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 38,5% apabila diberi pengganggu dengan susunan yang optimal, yaitu dengan panjang plat pengganggu  $\ell_1$  sebesar 45cm dan  $\ell_2$  sebesar 52 cm dengan sudut sudu pengganggu  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\beta = 15^\circ$ .

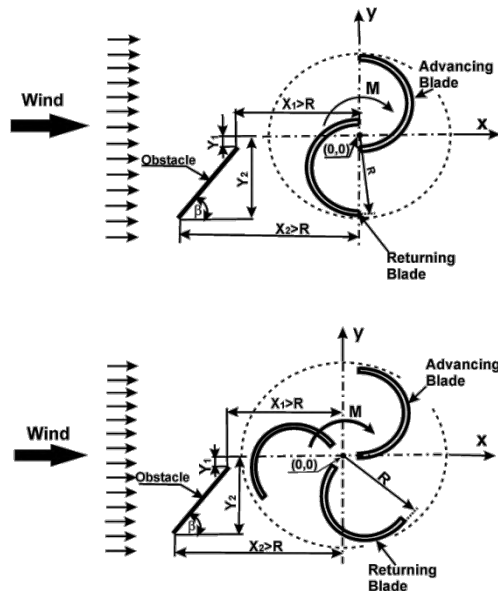


**Gambar 2.11** Grafik Pengaruh Panjang Pengganggu terhadap *Coefficient of Power* (Altan et al, 2008)



**Gambar 2.12** Grafik Pengaruh Putaran Turbin terhadap Besar Sudut Plat ( $\alpha$  dan  $\beta$ ) pada Pengganggu 1 (Altan et al, 2008)

Penelitian yang hampir serupa juga telah dilakukan oleh **Mohamed et al (2010)** tentang simulasi dengan software CFD pada turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa plat yang diposisikan di depan turbin dengan variasi besar sudut plat ( $\beta$ ) dan *speed ratio* ( $\lambda$ ) dengan kecepatan angin 10 m/s. Simulasi ini membandingkan antara turbin Savonius dengan dua sudu dan tiga sudu serta masing-masing diberi pengganggu. Skema penelitian dapat dilihat pada gambar 2.13.

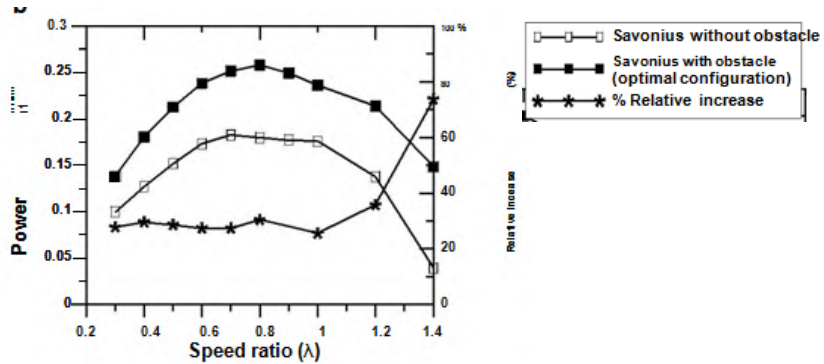


**Gambar 2.13** Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Tipe Savonius dengan Dua Sudu dan Tiga Sudu (Mohamed et al, 2010)

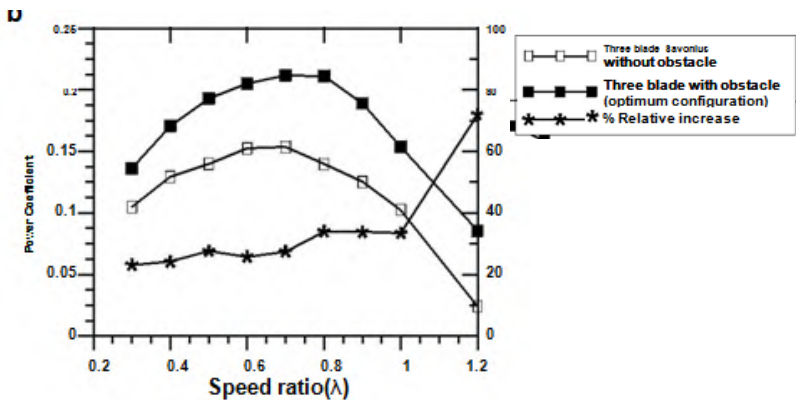
Hasil simulasi didapatkan bahwa *Coefficient of Power* ( $Cop$ ) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,3% pada *speed ratio* 0,7 dan besar sudut  $\beta = 100,83^\circ$  dengan menggunakan dua buah sudu berpengganggu, dapat dilihat pada gambar 2.14. Sedangkan apabila menggunakan tiga buah sudu



berpengganggu, hasil dari *Coefficient of Power (Cp)* turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,5% pada *speed ratio* 0,7 dan besar sudut  $\beta = 80,52^\circ$  dapat dilihat pada gambar 2.15.



**Gambar 2.14** Grafik Hubungan Antara *Speed Ratio* dan *Coefficient of Power (Cp)* pada Turbin Angin Savonius dengan Dua Sudu (Mohamed et al, 2010)

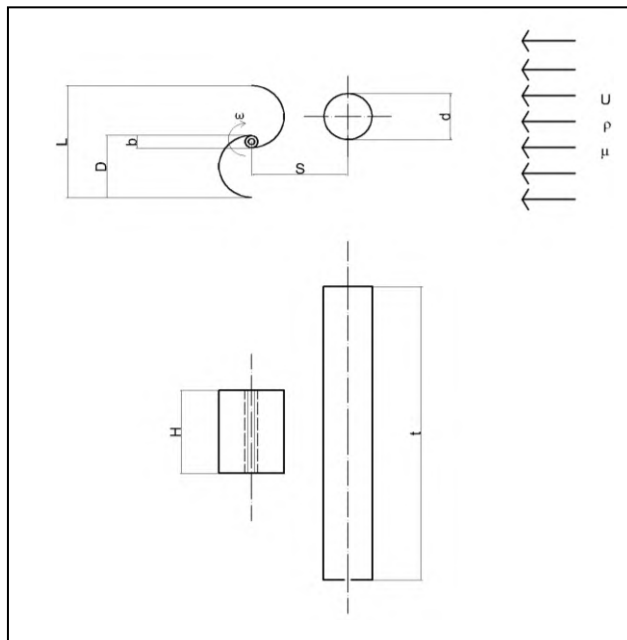


**Gambar 2.15** Grafik Hubungan antara *Speed Ratio* dan *Coefficient of Power (Cp)* pada Turbin Angin Savonius dengan Tiga Sudu (Mohamed et al, 2010)

## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1. Parameter Pengukuran

Analisa dimensi sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu penelitian atau tidak. Gambar 3.1 menunjukkan sketsa penelitian (pandangan atas) dan parameter-parameter pengujian. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah densitas fluida ( $\rho$ ), viskositas fluida ( $\mu$ ), kecepatan fluida ( $U$ ), diameter silinder pengganggu ( $d$ ), diameter turbin ( $D$ ), jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu ( $S/D$ ), tinggi turbin ( $H$ ), panjang silinder pengganggu ( $t$ ), diameter *overlap* ( $b$ ) dan putaran sudu ( $n$ ).



**Gambar 3.1** Sketsa Penelitian (pandangan atas dan samping)

### 3.2. Analisa Dimensi

Analisa dimensi sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu penelitian atau tidak. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah densitas fluida ( $\rho$ ), viskositas fluida ( $\mu$ ), kecepatan fluida ( $U$ ), diameter silinder pengganggu ( $d$ ), diameter turbin ( $D$ ), jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu ( $S/D$ ), tinggi turbin ( $H$ ), panjang silinder pengganggu ( $t$ ) diameter *overlap* ( $b$ ) dan putaran sudu ( $n$ ). Dalam penelitian ini, analisa dimensi digunakan untuk mengetahui variabel apa saja yang mempengaruhi karakteristik aliran yang melewati turbin angin tipe Savonius dengan pengganggu berupa silinder sirkular. Cara yang digunakan adalah dengan *Buckingham-Phi Theorema*.

#### 3.2.1 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Langkah-langkah analisa dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f(\rho, \mu, U, D, d, S, H, t, b, n)$$

Jumlah parameter ( $n$ ) = 11 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah :

$P$  = Power, J/s

$\rho$  = Densitas udara,  $\text{kg/m}^3$

$\mu$  = Viskositas absolut udara,  $\text{N.s/m}^2$

$U$  = Kecepatan aliran udara, m/s

$D$  = Diameter turbin angin, m

$d$  = Diameter silinder pengganggu, m

$S$  = Jarak horisontal antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu, m

$H$  = Tinggi turbin angin, m

$t$  = Panjang silinder pengganggu, m

$b$  = Diameter *overlap*, m

$n$  = Putaran sudu turbin, (rpm)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisa. Dipilih M, L, t.

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Parameter	$P$	$P$	$\mu$	$U$	$D$	$d$	$S$	$H$	$T$	$b$	$n$
Dimensi	$\frac{M L^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{L t}$	$\frac{L}{t}$	$L$	$L$	$L$	$L$	$L$	$L$	$\frac{1}{t}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya ( $m$ ) sama dengan jumlah dimensi primer ( $r$ ) yang digunakan yaitu :  $\rho, U, D$ .

Jumlah parameter berulang ( $m$ ) =  $r = 3$ .

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan.  
Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan =  $n - m = 11 - 3 = 8$  grup tanpa dimensi.

$$\text{i. } \pi_1 = \rho^a U^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{M L^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh :

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{H}$$

$$\pi_5 = \frac{D}{t}$$

$$\pi_6 = \frac{D}{b}$$

$$\pi_7 = \frac{D}{n}$$

$$\pi_8 = \frac{D}{U}$$

Dari analisa dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

$\pi_1 = \text{Coefficient of Power}$

$\pi_2$  = bilangan Reynolds

$\pi_3$  = ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin

$\pi_4$  = ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

$\pi_5$  = ratio tinggi turbin angin dengan diameter turbin angin

$\pi_6$  = ratio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin

$\pi_7$  = ratio diameter *overlap* dengan diameter turbin angin

$\pi_8$  = *Tip Speed Ratio*

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8)$$

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{n D}{U}\right)$$

Pada penelitian ini,  $\frac{d}{D}$ ,  $\frac{H}{D}$ ,  $\frac{t}{D}$ ,  $\frac{b}{D}$  sebagai variabel tetap, sedangkan  $\frac{S}{D}$ ,  $\frac{\mu}{\rho U D}$  dan  $\frac{n D}{U}$  divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga :

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_2\left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho U D}, \frac{n D}{U}\right)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk  $L = 2D - b$  maka

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_3\left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho U L}, \frac{n D}{U}\right)$$

atau

$$C_{op} = f_4\left(\frac{S}{D}, Re, TSR\right)$$

### 3.2.2 Analisa Dimensi untuk bukaan sudut sudu ( $\theta$ )

Langkah-langkah analisa dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi bukaan sudut sudu

$$\theta = f(\rho, \mu, U, D, d, S, H, t, b, n)$$

Jumlah parameter ( $n$ ) = 11 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah :

$\theta$  = Sudut,

$\rho$  = Densitas udara,  $\text{kg/m}^3$

$\mu$  = Viskositas absolut udara,  $\text{N.s/m}^2$

$U$  = Kecepatan aliran udara,  $\text{m/s}$

$D$  = Diameter turbin angin,  $\text{m}$

$d$  = Diameter silinder pengganggu,  $\text{m}$

$S$  = Jarak horisontal antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu,  $\text{m}$

$H$  = Tinggi turbin angin,  $\text{m}$

$t$  = Panjang silinder pengganggu,  $\text{m}$

$b$  = Diameter *overlap*,  $\text{m}$

$n$  = Putaran sudu turbin, (rpm)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisa. Dipilih  $M$ ,  $L$ ,  $t$ .
3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Parameter	$\theta$	$P$	$\mu$	$U$	$D$	$d$	$S$	$H$	$T$	$b$	$n$
Dimensi	-	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	$L$	$L$	$L$	$L$	$L$	$L$	$\frac{1}{t}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya ( $m$ ) sama dengan jumlah dimensi primer ( $r$ ) yang digunakan yaitu :  $\rho$ ,  $U$ ,  $D$ .  
Jumlah parameter berulang ( $m$ ) =  $r$  = 3.
5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan.  
Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan =  $n - m$  =  $11 - 3$  = 8 grup tanpa dimensi.

$$\text{i. } \pi_1 = \rho^a U^b D^c \theta = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c = (M^0 L^0 t^0)$$

- ii.  $\pi_1 = \theta$   
 Dengan cara yang sama diperoleh :

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{t}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{n D}{U}$$

Dari analisa dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

$\pi_1$  = bukaan sudut sudu

$\pi_2$  = bilangan Reynolds

$\pi_3$  = ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin

$\pi_4$  = ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

$\pi_5$  = ratio tinggi turbin angin dengan diameter turbin angin

$\pi_6$  = ratio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin

$\pi_7$  = ratio diameter *overlap* dengan diameter turbin angin

$\pi_8$  = *Tip Speed Ratio*

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8)$$

$$\theta = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{n D}{U}\right)$$

Pada penelitian ini,  $\frac{d}{D}$ ,  $\frac{H}{D}$ ,  $\frac{t}{D}$ ,  $\frac{b}{D}$ ,  $\frac{S}{D}$ , dan  $\frac{nD}{U}$  sebagai variabel tetap, sedangkan,  $\frac{\mu}{\rho U D}$  divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap bukaan sudut pada sudu turbin angin sehingga :

$$\theta = f_2 \left( \frac{\mu}{\rho U D} \right)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk  $L = 2D - b$  maka

$$\theta = f_3 \left( \frac{\mu}{\rho U L} \right)$$

atau

$$\theta = f_4 (Re)$$

### 3.3. Peralatan

#### 3.3.1 Wind Tunnel (Terowongan Angin)

Penelitian dengan menggunakan *wind tunnel* ini dimaksudkan untuk dapat menguji benda dalam skala model. Hal ini disebabkan pengukuran sebenarnya yang cukup sulit dan membutuhkan biaya yang tidak sedikit. Oleh sebab itu, digunakan sebuah *wind tunnel* dengan kondisi-kondisi yang mendekati kenyataan, sehingga hasil yang didapat cukup akurat dan memadai. Skema *wind tunnel* yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.2.

*Wind tunnel* yang digunakan dalam percobaan ini adalah *wind tunnel* jenis *open circuit wind tunnel*, dimana udara yang dialirkan dalam *wind tunnel* langsung dilepas ke udara bebas setelah melalui *last section*. *Wind tunnel* ini bisa digolongkan sebagai *wind tunnel subsonic*, karena kecepatan udara maksimal hanya 26 m/s yang berarti angka *Mach* kurang dari 1. Pada penelitian ini, *wind tunnel* bekerja pada frekuensi *inverter* antara 18 Hz sampai dengan 48 Hz.

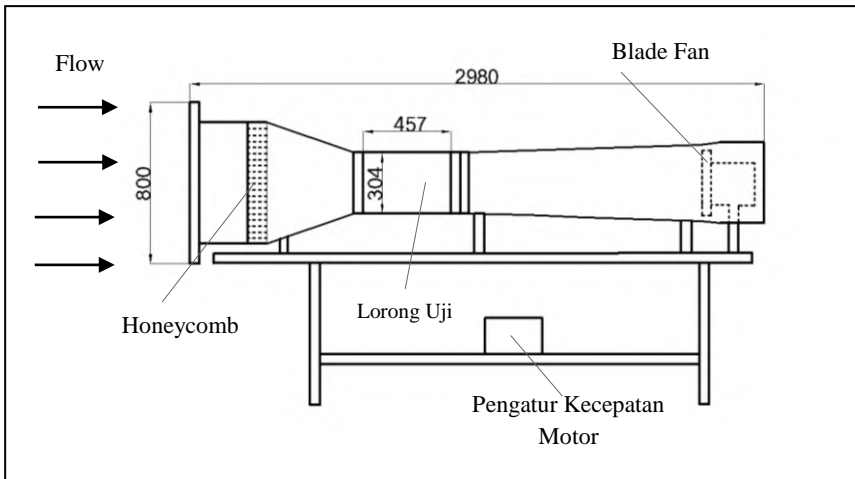


### Spesifikasi *Wind Tunnel*

Jenis *wind tunnel* : *subsonic, open circuit wind tunnel*

Bentuk saluran uji : penampang segi 8

- Panjang : 457 mm
- Tinggi : 304 mm
- Lebar : 304 mm

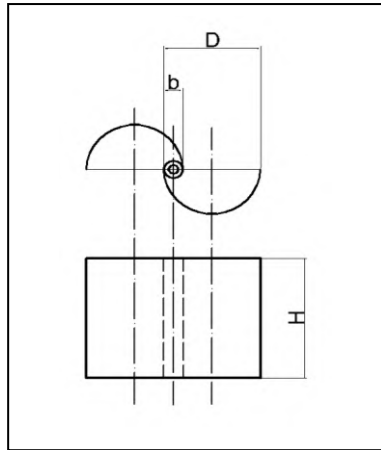


**Gambar 3.2** Skema *Wind Tunnel Sub Sonic*

### 3.3.2 Benda Uji

Pada penelitian ini, sebagai benda kerja digunakan turbin angin tipe Savonius dengan pengganggu berupa silinder pejal.

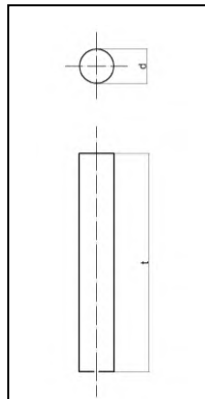
- a. Profil turbin angin tipe Savonius dapat dilihat pada gambar 3.3. Dengan dimensi sebagai berikut :
  - Diameter (D) : 60 mm
  - Tinggi (H) : 80 mm
  - *Overlap* (b) : 14 mm



**Gambar 3.3** Turbin Angin Savonius

- b. Profil Silinder Pengganggu dapat dilihat pada gambar 3.4.  
Dengan dimensi sebagai berikut :

- Diameter (d) : 45 mm
- Panjang (t) : 280 mm
- Jarak dari pusat *returning blade* turbin angin  
( $S/D$ ) =  $1,5 \leq S/D \leq 2,4$



**Gambar 3.4** Silinder Sirkular sebagai Pengganggu

### 3.3.3 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan putaran turbin angin dan torsi yang dihasilkan.

#### a. Tachometer

Tachometer ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek. Tachometer yang digunakan, dapat dilihat pada gambar 3.5, yaitu ***Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer OMEGA seri HHT12*** dengan akurasi pembacaan 0.01% atau  $\pm 1$  digit dan range pengukuran antara 5 sampai 99.999 rpm. Untuk spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 4.1.



**Gambar 3.5** Tachometer OMEGA seri HHT12

**Tabel 3.1** Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12

SPECIFICATIONS	
<b>Range</b>	5 to 99,999 rpm
<b>Accuracy</b>	0,01% of reading or $\pm 1$ digit
<b>Resolution</b>	0.001 to 1.0 rpm
<b>Display</b>	5-digit alphanumeric LCD
<b>Memory</b>	Max, min and last
<b>Power</b>	2 “AA” 1.5 Vdc batteries
<b>Environmental</b>	5 to 40° C

b. Torque meter

Torque meter ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur torsi dari suatu objek. Torque meter yang digunakan dapat dilihat pada gambar 3.6, yaitu **Torque meter LUTRON model : TQ-8800** dengan *high resolution* 0,1 Newton-cm. Untuk spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 4.2.



**Gambar 3.6** Torque meter LUTRON model : TQ-8800

**Tabel 3.2** Spesifikasi Torque meter LUTRON model : TQ-8800

GENERAL SPECIFICATIONS			
Display	61 mm x 34 mm supper large LCD display. 15 mm ( 0.6" ) digit size.	Power supply	Alkaline or heavy duty type DC 9V battery, 006P, MN1604 (PP3) or equivalent.
Measurement	Torque value, peak hold, data hold, Max. & min. value.	Power consumption	Approx. DC 20 mA.
Display unit	Kg-cm/LB-inch/Newton-cm.	Weight	<i>Meter</i> 230 g ( 0.50 LB ). <i>Probe</i> 600 g ( 1.32 LB )
Sensor	Exclusive torque sensor.	Chuck head size	1/2 to 20 UNF, 1.5 to 13 mm,
Circuit	Exclusive microcomputer circuit.	Dimension	<i>Meter :</i> 180 x 72 x 32 mm ( 7.1 x 2.8 x1.3 inch ). <i>Torque probe:</i> Round 48 mm Dia. x 160 mm.
Data hold	Freeze the desired reading.	Accessories included	Instruction manual..... 1 PC. 15 Kg torque probe..... 1 PC. Carrying Case..... 1 PC.
Peak hold	To hold the peak value.		
Memory	Maximum & Minimum value.		
Power off	Auto shut off, saves battery life, or manual off by push button.	Optional accessories	* Software ( Windows version, data record & data acquisition ).....SW-U801-WIN * RS232 cable.....UPCB-01 * USB cable.....USB-01
Sampling time	Fast/Slow select.		
Data output	RS 232 serial output.		
Sensor type button	To confirm the sensor type exactly		
Operating temperature	0°C to 50°C ( 32°F to 122°F ).		
Operating humidity	Less than 80% RH.		

DISPLAY UNIT/RESOLUTION				
<i>Unit</i>	<i>Max. range</i>	<i>High resolution</i>	<i>Low resolution</i>	<i>Over load protection range</i>
<i>Kg-cm</i>	<i>15 Kg-cm</i>	<i>0.01 kg-cm</i>	<i>0.1 Kg-cm</i>	<i>22.5 Kgf-cm max.</i>
<i>LB-inch</i>	<i>12.99 LB-inch</i>	<i>0.01 LB-inch</i>	<i>0.1 LB-inch</i>	<i>19.53 LBF-inch max.</i>
<i>Newton-cm</i>	<i>147.1 Newton-cm</i>	<i>0.1 Newton-cm</i>	<i>1 Newton-cm</i>	<i>220.1 N-cm max.</i>

## c. Multimeter

Multimeter ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur voltase, kuat arus dan hambatan listrik. Multimeter yang digunakan dapat dilihat pada gambar 3.7, yaitu **Sanwa Multimeter Digital CD-771** dengan ketelitian 0.1% atau  $\pm 1$  digit.



**Gambar 3.7** Sanwa Multimeter Digital CD-771

**Tabel 3.3** Spesifikasi Sanwa Multimeter Digital CD-771

CD771	Measuring range	Best accuracy	Resolution	Input impedance
DCV	400m/4/40/400/1000V	$\pm (0.5\%+2)$	0.1mV	DCV:
ACV	4/40/400/1000V	$\pm (1.2\%+7)$	1mV	10M~ 100M $\Omega$
DCA	400 $\mu$ /4000 $\mu$ /40m/400m/4/10A	$\pm (1.4\%+3)$	0.1 $\mu$	ACV:
ACA	400 $\mu$ /4000 $\mu$ /40m/400m/4/10A	$\pm (1.8\%+5)$	0.1 $\mu$	10M~ 11M $\Omega$
Resistance	400/4k/40k/400k/4M/40M $\Omega$	$\pm (1.2\%+5)$	0.1 $\Omega$	
Capacitance	50n/500n/5 $\mu$ /50 $\mu$ /100 $\mu$ F	$\pm (5\%+10)$	0.01nF	
Frequency	5/50/500/5k/50k/100kHz	$\pm (0.3\%+3)$	0.001Hz	
Continuity	Buzzer sounds and LED lights up at between 0 $\Omega$ and 850 ( $\pm 450$ ). Open voltage: approx. 0.4V			
Diode test	Open voltage: approx. 1.5V			
Battery check	Approximate value (30 $\Omega$ load) 1.5V battery only			
Bandwidth	40~400Hz (sine wave)			
Fuse / Battery	0.5A/1000V 30kA $\Phi$ 6.35X32mm 10A/1000V 30kA $\Phi$ 10X38mm	R6PX2		
Size / Mass	H166XW82XD44mm/360g			
Standard accessories included	Test lead (TL-23a), Instruction manual			

d. Pitot Static Tube

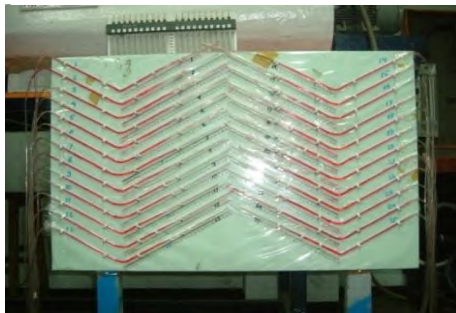
Alat ini berfungsi untuk mengukur besar tekanan statis dan tekanan stagnasi aliran fluida di tengah saluran uji yang kemudian dengan persamaan Bernoulli dapat dihitung harga tekanan dinamisnya untuk kemudian menghitung harga kecepatan. Pitot Static Tube yang digunakan, dapat dilihat pada gambar 3.8.



**Gambar 3.8** Pitot Static Tube

e. Manometer

Alat ini berfungsi untuk menyatakan besar tekanan yang diukur dengan pitot – static tube. Manometer yang tersedia adalah monometer dengan kemiringan  $15^\circ$  untuk membaca  $\Delta h$  terukur. Fluida kerja yang digunakan yaitu *red oil*. Manometer yang digunakan, dapat dilihat pada gambar 3.9.



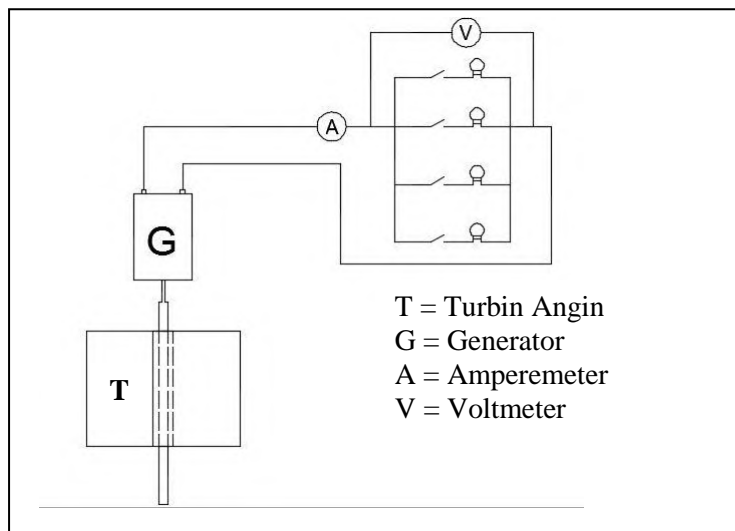
**Gambar 3.9** Inclined Manometer

f. Termometer

Alat ini berfungsi untuk mengukur temperatur udara di dalam ruangan saat penelitian dilakukan.

### 3.4. Metode Pengukuran Daya

Pada penelitian ini untuk mengukur daya riil yang dihasilkan turbin Savonius digunakan generator listrik. Poros turbin Savonius akan dihubungkan dengan poros generator listrik menggunakan *flexible coupling*. Output dari generator listrik akan diteruskan untuk menhidupkan beban berupa lampu. Banyaknya beban (lampu) dapat diatur menggunakan saklar untuk mendapatkan nilai daya terbesar. Pada rangkaian beban diukur nilai tegangan dan arus listrik yang akan digunakan dalam perhitungan untuk mendapatkan nilai daya riil. Skema rangkaian pengukuran daya dapat dilihat pada gambar 3.10.



**Gambar 3.10** Skema Rangkaian Pengukuran Daya



### 3.5. Prosedur Penelitian

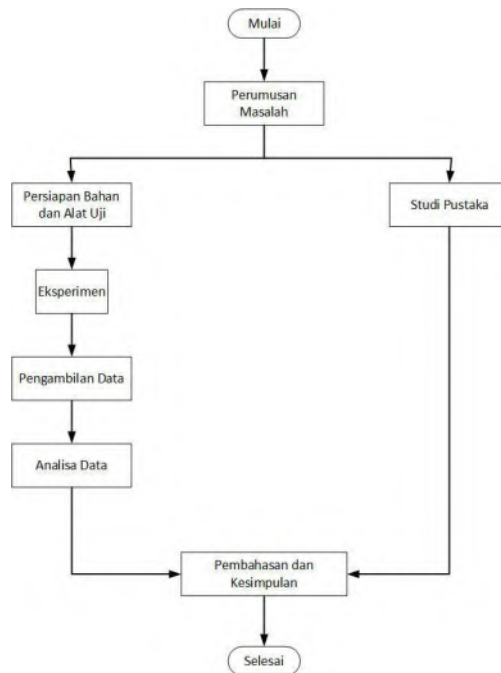
Prosedur yang dilakukan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Perencanaan peralatan yang digunakan.
2. Pemasangan benda uji pada *test suction*.
3. Menyalakan *fan* dan mengatur besar frekuensi dengan menggunakan *inverter* supaya didapat kecepatan dalam *test section* yang sesuai dengan yang diharapkan.
4. Setelah *steady*, melakukan pengukuran temperatur dengan menggunakan termometer.
5. Mengukur kecepatan dengan menggunakan pitot static tube untuk mendapatkan bilangan Reynolds yang diinginkan, yaitu  $6,0 \times 10^4$  dengan mengukur tekanan statis dan tekanan stagnasi dibagian tengah saluran uji.
6. Melakukan pengukuran putaran poros turbin angin dengan menggunakan tachometer.
7. Melakukan pengukuran torsi dengan menggunakan Torque meter.
8. Melakukan pengukuran tegangan dan kuat arus listrik dengan menggunakan multimeter.
9. Mematikan *fan*.
10. Mengulangi langkah 3 sampai 9 dengan merubah bilangan Reynolds menjadi  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$
11. Memasang silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) adalah 1,5.  
( $S = 1,5 \times 60 = 90 \text{ mm}$  )
12. Mengulangi langkah 3 sampai 11 dengan merubah S/D sebesar 1,6 ; 1,7 ; 1,8 ; 1,9 ; 2,0 ; 2,1 ; 2,2 ; 2,3 ;2,4
13. Mematikan *fan*.
14. Memasang silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) adalah 1,7.  
( $S = 1,7 \times 60 = 102 \text{ mm}$  )

15. Melakukan pengukuran torsi statis dengan menggunakan Torque meter, dengan variasi sudut bukaan sudu antara  $0^\circ$  sampai dengan  $90^\circ$  dengan kenaikan tiap  $10^\circ$ .
16. Mengolah semua data yang diperoleh (putaran, torsi statis, tegangan dan hambatan) dan menge-plot dalam grafik Torsi statis terhadap S/D, Torsi statis terhadap sudut, Putaran terhadap S/D, dan *Coefficient of Power (Cop)* terhadap S/D.
17. Membandingkan hasil data yang diperoleh antara turbin angin berpengganggu dan turbin angin tanpa pengganggu.

### 3.6. Flowchart Penelitian

Urutan langkah yang akan dilakukan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.12.



**Gambar 3.11** *Flowchart* Penelitian



## BAB 4

### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1. Data Penelitian

##### 4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

##### ❖ Massa jenis udara ( $\rho$ )

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaian gas didapatkan bahwa :

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

Karena  $V = \frac{m}{\rho}$ , maka persamaan 4.1 berubah menjadi

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2} \quad (4.2)$$

dimana :

$P_1$  = tekanan absolut udara pada keadaan 1 (acuan)  
 $= 1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

$T_1$  = temperatur udara pada keadaan 1 (acuan)  
 $= 288,2 \text{ K}$

$\rho_1$  = massa jenis udara pada keadaan 1 (acuan)  
 $= 1,225 \text{ kg/m}^3$

$m_1$  = massa udara pada keadaan 1 (acuan)

$P_2$  = tekanan absolut udara pada keadaan 2 (penelitian)

$T_2$  = temperatur udara pada keadaan 2 (penelitian)  
 $= 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$

$\rho_2$  = massa jenis udara pada keadaan 2 (penelitian)

$m_2$  = massa udara pada keadaan 2 (penelitian)

Keadaan 1 dan 2 berada pada ketinggian yang sama sehingga  $P_1 = P_2$  dan karena massa udara pada keadaan 1 dan 2 sama, maka  $m_1 = m_2$ . Dari batasan tersebut, maka persamaan 4.2 menjadi :

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \quad (4.3)$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \text{ kg/m}^3}{298 \text{ K}} = 1,18471 \text{ kg/m}^3$$

### ❖ Viskositas udara ( $\mu$ )

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu :

$$\mu = \frac{b T^{3/2}}{S+T} \quad (4.4)$$

dimana untuk udara :

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{1/2}}$$

$$S = 110,4 K$$

T = temperatur saat penelitian = 298 K

Dari nilai-nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.4, didapatkan :

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{1/2}} \cdot (298 K)^{3/2}}{110,4 K + 298 K} \\ &= 1,8365 \times 10^{-5} kg/ms \end{aligned}$$

### ❖ Kecepatan (U)

Berdasarkan persamaan 2.4, maka kecepatan pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebagai berikut :

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho \times L} \quad (4.5)$$

dimana :

L = Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran, dalam kasus ini panjang karakteristik benda uji adalah diameter turbin.

$$L = (2D-b)$$

$$L = (2 \times 60 mm) - 14 mm = 106 mm = 0,106 m$$

Dari nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.5, didapatkan :

$$U = \frac{6,0 \times 10^4 \times 1,8365 \times 10^{-5} kg/ms}{1,18471 \frac{kg}{m^3} \times 0,106 m} = 8,77 m/s$$

## 4.2. Contoh Perhitungan

### 4.2.1 Perhitungan *Tip Speed Ratio*

Persamaan untuk mendapatkan *Tip Speed Ratio* pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebagai berikut :

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad (4.6)$$

dimana :

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}; n = \text{rpm pada bilangan Reynolds } 6,0 \times 10^4$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 452}{60} = 47,3093 \text{ rad/s}$$

R = jari-jari sudu turbin angin

$$R = \frac{L}{2} = \frac{(2D-b)}{2}$$

$$R = \frac{(2 \times 60 \text{ mm}) - 14 \text{ mm}}{2} = 53 \text{ mm} = 0,053 \text{ m}$$

U = kecepatan pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  yaitu 8,77 m/s.

Sehingga didapatkan nilai TSR :

$$TSR = \frac{47,3093/s \times 0,053 \text{ m}}{8,77 \text{ m/s}} = 0,29$$

### 4.2.2 Perhitungan *Coefficient of Power*

Persamaan untuk mendapatkan *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebagai berikut :

$$Cop = \frac{V \cdot I}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (4.7)$$

dimana :

V = Voltase yang dihasilkan pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  yaitu 1,42 Volt

I = Kuat arus listrik yang dihasilkan pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  yaitu 0,0035 Ampere

A = luas sapuan pada turbin yang ditabrak oleh angin

$$A = L \cdot H = 0,106 \text{ m} \times 0,08 \text{ m} = 0,00848 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan nilai Cop :

$$Cop = \frac{1,42 \text{ Volt} \times 0,0035 \text{ A}}{\frac{1}{2} \cdot 1,18471 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00848 \text{ m}^2 \cdot (8,77 \text{ m/s})^3} = 0,001467 =$$

0,15 %

### 4.3. Turbin Savonius tanpa silinder pengganggu

#### 4.3.1 Data turbin Savonius tanpa silinder pengganggu

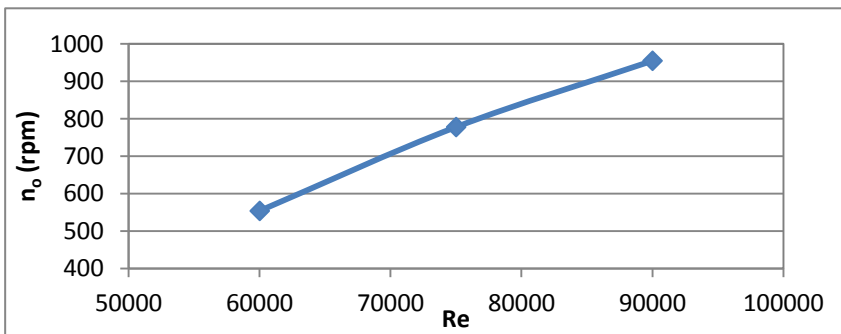
Tabel 4.1 menunjukkan data hasil pengukuran dari putaran dan torsi statis pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu. Selain itu, tabel 4.1 juga menunjukkan data hasil perhitungan dari daya, *Coefficient of Power (CoP)* dan *Tip Speed Ratio (TSR)* pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu.

**Tabel 4.1** Data turbin Savonius tanpa silinder pengganggu

Bilangan Reynolds	$n_0$ (rpm)	$T_0$ (Ncm)	$P_0$ (mW)	$CoP_0$ (%)	$TSR_0$
$6,0 \times 10^4$	554	1,6	4,235	0,12	0,29
$7,5 \times 10^4$	778	1,8	19,320	0,29	0,33
$9,0 \times 10^4$	955	2,0	33,916	0,30	0,34

#### 4.3.2 Putaran standar sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.1 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu ( $n_0$ ) sebagai fungsi dari bilangan Reynolds ( $Re$ ). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ .

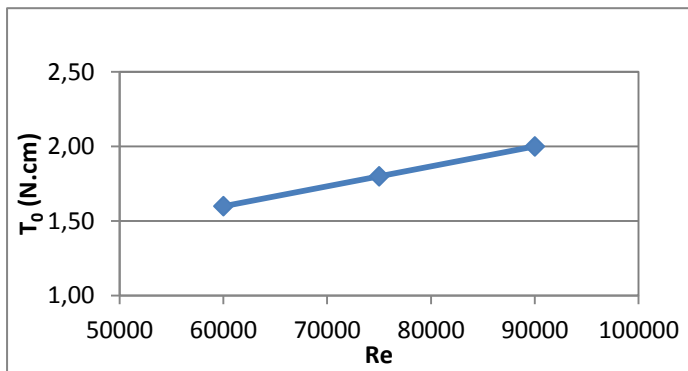


**Gambar 4.1** Grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

Grafik diatas memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius sangat berpengaruh terhadap putaran dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Nilai putaran pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 554 rpm, pada bilangan Reynolds  $7,5 \times 10^4$  sebesar 778 rpm dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 955 rpm.

#### 4.3.3 Torsi statis standar sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.2 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu ( $T_0$ ) sebagai fungsi bilangan Reynolds ( $Re$ ). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ .



**Gambar 4.2** Grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

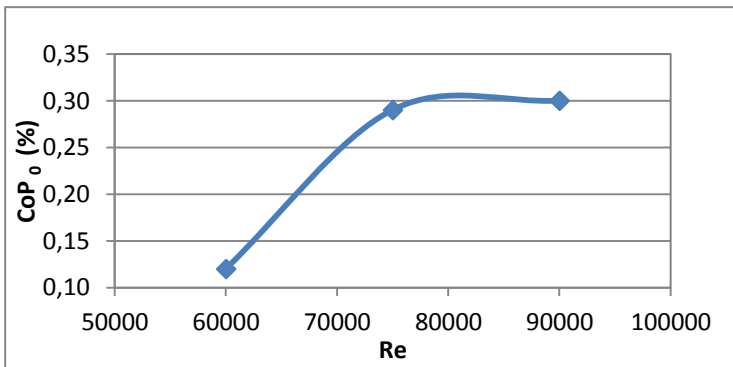
Grafik diatas memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengaruh sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang



digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Nilai torsi statis pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 1,60 N.cm, pada bilangan Reynolds  $7,5 \times 10^4$  sebesar 1,80 N.cm dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 2,0 N.cm.

#### 4.3.4 *Coefficient of Power* sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.3 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu ( $CoP_0$ ) sebagai fungsi bilangan Reynolds ( $Re$ ). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ .



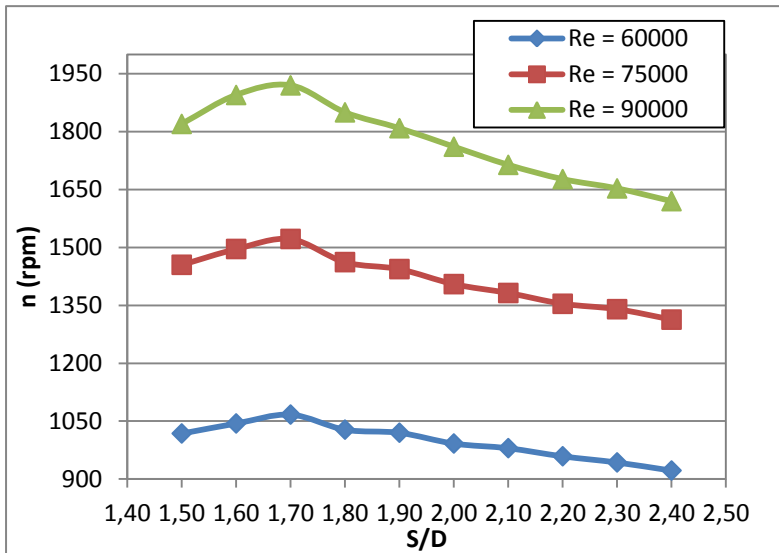
**Gambar 4.3** Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan Reynolds

Grafik diatas memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius sangat berpengaruh terhadap *Coefficient of Power* dari turbin angin. Nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 0,12 %, pada bilangan Reynolds  $7,5 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,29 % dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,30 %.

#### 4.4. Pengaruh silinder pengganggu terhadap performa turbin Savonius

##### 4.4.1 Putaran sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.4 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular ( $n$ ) dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm sebagai fungsi dari jarak pengganggu ( $S/D$ ), dimana  $S/D$  merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan  $S/D$  pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.



**Gambar 4.4** Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu ( $n$ ) sebagai fungsi jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar diatas memperlihatkan bahwa pada jarak  $S/D$  yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap

putaran dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Pada jarak  $S/D = 1,5$ ; nilai putaran pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 1018 rpm, sedangkan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  nilai putarannya sebesar 1820 rpm.

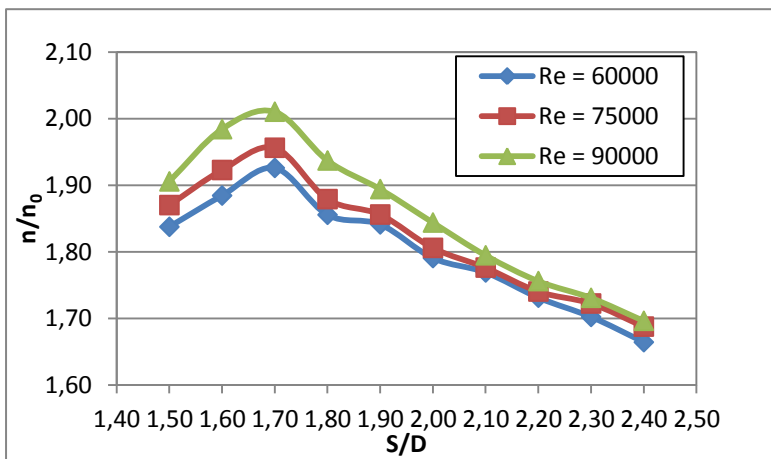
Gambar 4.4 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai putaran mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak  $S/D$  1,5 sampai dengan 1,7 nilai putaran mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya turbin dan putaran yang dihasilkan oleh turbin.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya dan putaran juga meningkat.

Sebaliknya, pada jarak  $S/D$  1,7 sampai dengan 2,4 nilai putaran mengalami penurunan. Selain pengaruh silinder

pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) dari putaran turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak  $S/D = 1,7$ . Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan  $S/D = 1,7$  di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari putaran sebesar 93% ;  $Re = 7,5 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari putaran sebesar 96% dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari putaran sebesar 101% .

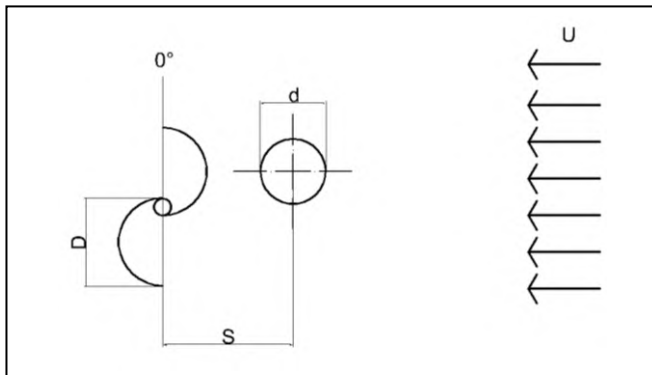


**Gambar 4.5** Grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $n/n_0$ ) sebagai fungsi jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

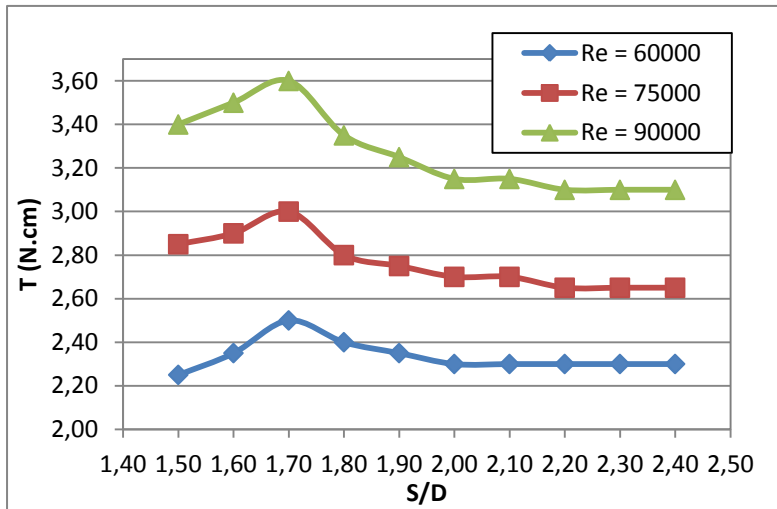
Gambar 4.5 menunjukkan grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm dan tanpa silinder pengganggu ( $n/n_0$ ). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk  $S/D = 1,5 - 2,4$ ; semuanya menunjukkan bahwa perbandingan putaran memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin.

#### 4.4.2 Torsi statis sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.7 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular ( $T$ ) dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm, dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut  $0^\circ$  seperti pada gambar 4.6. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi  $S/D$ , dimana  $S/D$  merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan  $S/D$  pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.



**Gambar 4.6** Gambar posisi bukaan sudu Savonius pada sudut  $0^\circ$



**Gambar 4.7** Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu ( $T$ ) sebagai fungsi jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

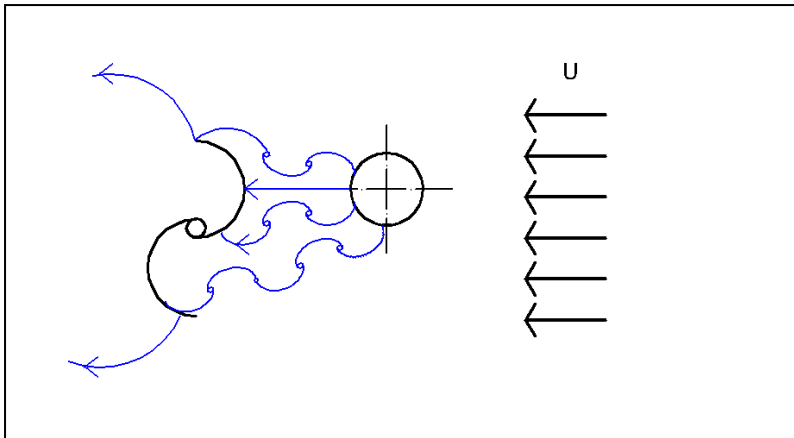
Gambar 4.7 memperlihatkan bahwa pada jarak  $S/D$  yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada jarak  $S/D = 1,5$ ; nilai torsi statis pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 2,25 N.cm, sedangkan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  nilai torsi statisnya sebesar 3,40 N.cm.

Gambar 4.7 memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak  $S/D$  1,5 sampai dengan 1,7 nilai torsi statis mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi

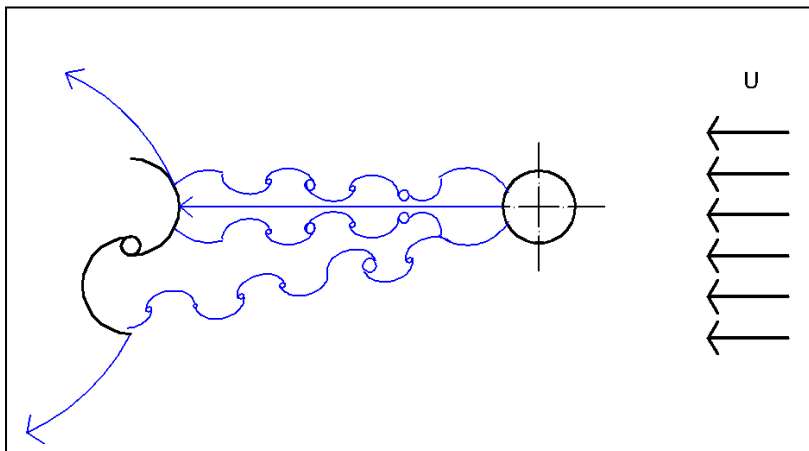
gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar.

Sebaliknya, pada jarak  $S/D$  1,7 sampai dengan 2,4 nilai torsi statis mengalami penurunan. Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu seperti terlihat pada ilustrasi gambar 4.8.



(a)

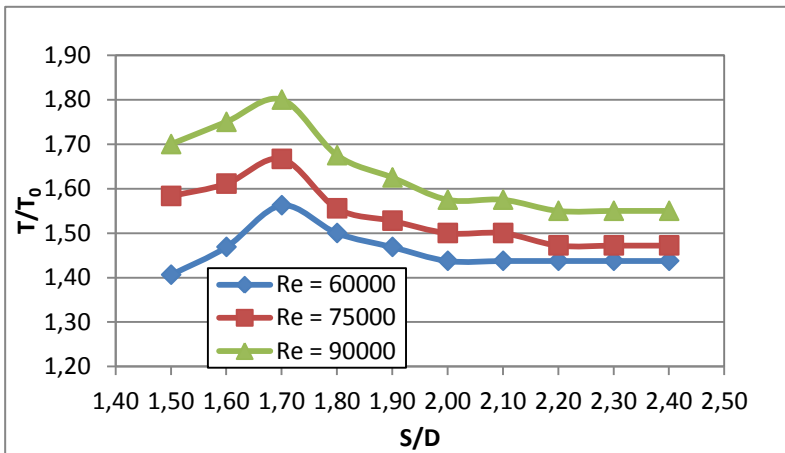


(b)

**Gambar 4.8** (a) Ilustrasi aliran untuk turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu pada jarak  $S/D = 1,7$  (b) Ilustrasi aliran untuk turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu pada jarak  $S/D = 2,4$



Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) dari torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak  $S/D = 1,7$ . Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan  $S/D = 1,7$  di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 56% ;  $Re = 7,5 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 67% dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 80% .



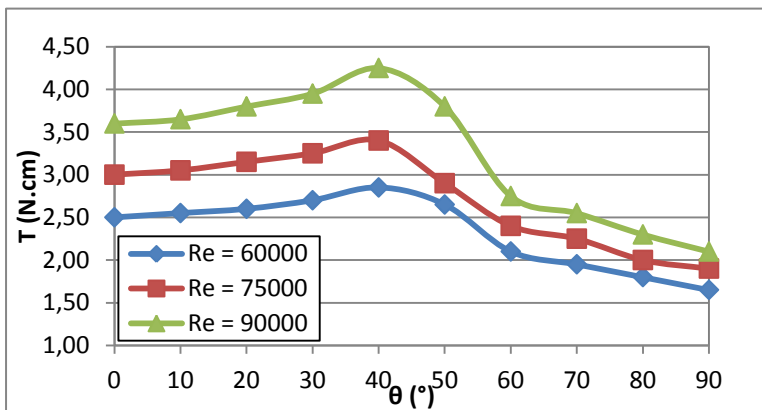
**Gambar 4.9** Grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $T/T_0$ ) sebagai fungsi jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.9 menunjukkan grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm dan tanpa silinder pengganggu ( $T/T_0$ ), dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut  $0^\circ$  seperti pada gambar 4.6. Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk  $S/D = 1,5$

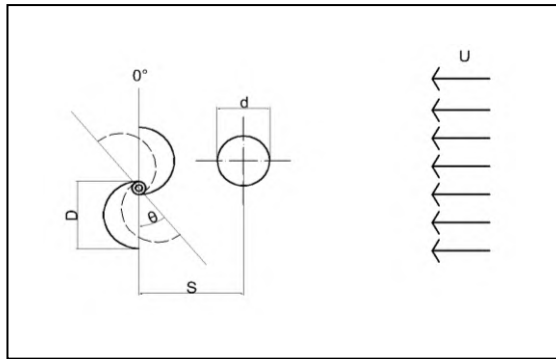
– 2,4 ; semuanya menunjukkan bahwa perbandingan torsi statis memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin. Nilai perbandingan  $T/T_0$  paling tinggi berada pada jarak  $S/D = 1,7$  karena pada jarak tersebut nilai torsi statis memiliki nilai terbesar.

#### 4.4.2.1 Torsi statis sebagai fungsi sudut bukaan sudu pada jarak $S/D = 1,7$

Gambar 4.10 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (T) dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm, dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi sudut pada jarak  $S/D$  1,7 dimana pada jarak  $S/D$  tersebut memiliki torsi statis paling besar. Penelitian dilakukan dengan sudut bukaan sudu pada rentang  $0^\circ$  sampai dengan  $90^\circ$  dengan kenaikan setiap  $10^\circ$  seperti pada gambar 4.11.



**Gambar 4.10** Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi sudut ( $\theta$ ) pada jarak  $S/D = 1,7$



**Gambar 4.11** Gambar posisi bukaan sudu Savonius pada berbagai sudut

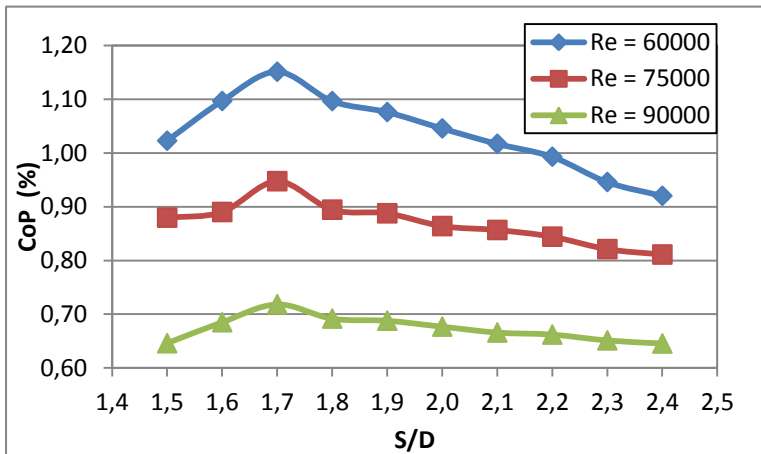
Gambar 4.10 memperlihatkan bahwa pada sudut yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada sudut  $= 0^\circ$ , nilai torsi statis pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 2,5 Ncm, sedangkan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  nilai torsi statisnya sebesar 3,6 Ncm.

Selain itu, gambar 4.10 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada sudut  $0^\circ$  sampai dengan  $40^\circ$  nilai torsi statis mengalami kenaikan. Sedangkan pada sudut  $40^\circ$  sampai dengan sudut  $90^\circ$  nilai torsi statis mengalami penurunan. Perubahan posisi sudu mempengaruhi koefisien *drag* untuk masing-masing sudu. Gaya dorong akibat kecepatan angin dipengaruhi oleh koefisien *drag* sudu. *Advancing blade* dengan koefisien *drag* yang lebih besar akan memberikan gaya dorong yang lebih besar dibandingkan dengan *returning blade*.

Momentum masing-masing sudu saling berlawanan, sehingga nilai torsi statis terbesar akan didapat pada posisi sudut tertentu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) dari torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu berada pada sudut  $40^\circ$ . Ini menunjukkan bahwa pada posisi sudut  $40^\circ$  memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

#### 4.4.3 *Coefficient of Power (Cop)* sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$



**Gambar 4.12** Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.12 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (CoP) dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi  $S/D$ , dimana  $S/D$  merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan  $S/D$  pada

rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1. Gambar 4.11 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu semakin rendah. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap *Coefficient of Power* dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka *Coefficient of Power* yang dihasilkan oleh turbin semakin rendah. Hal ini dikarenakan kenaikan kecepatan yang besar tidak diiringi dengan kenaikan daya yang besar pula. Pada jarak S/D = 1,5; nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 1,02 %, sedangkan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,65 %.

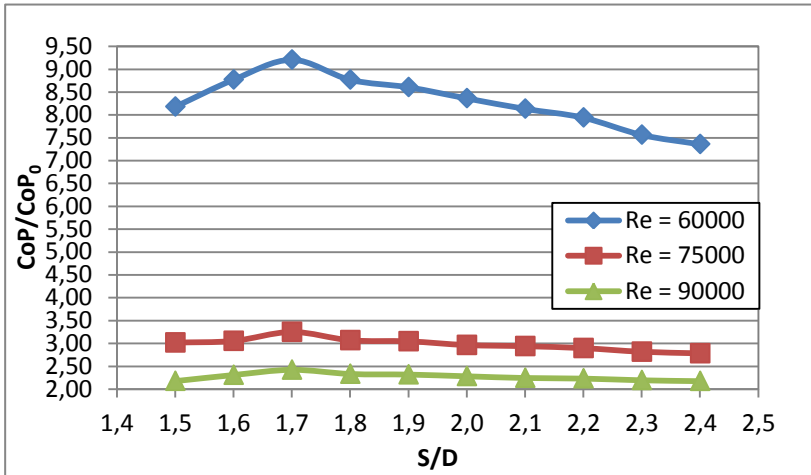
Gambar 4.12 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,7 nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning*

*blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat.

Sebaliknya, pada jarak  $S/D$  1,7 sampai dengan 2,4 nilai *Coefficient of Power* mengalami penurunan. Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

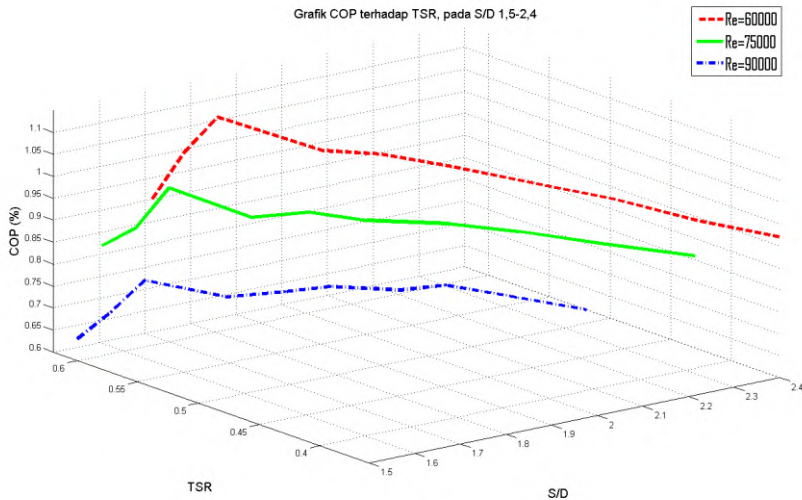
Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak  $S/D = 1,7$ . Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan  $S/D = 1,7$  di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 821% ;  $Re = 7,5 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 225% dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 142%.



**Gambar 4.13** Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) sebagai fungsi jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.13 menunjukkan grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm dan tanpa silinder pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk  $S/D = 1,5 - 2,4$ ; semuanya menunjukkan bahwa perbandingan *Coefficient of Power* memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin.

#### 4.4.4 *Coefficient of Power (C<sub>op</sub>)* sebagai fungsi *Tip Speed Ratio (λ)* pada jarak $S/D = 1,5 - 2,4$



**Gambar 4.14** Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu sebagai fungsi TSR pada jarak  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.14 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi TSR. Grafik diatas memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu semakin rendah. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap *Coefficient of Power* dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka *Coefficient of Power* yang dihasilkan oleh turbin semakin rendah. Hal ini dikarenakan



kenaikan kecepatan yang besar tidak diiringi dengan kenaikan daya yang cukup besar pula. Pada jarak  $S/D = 1,5$ ; nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 1,02 %, sedangkan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,65%.

Gambar 4.14 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan penurunan karena dipengaruhi oleh  $S/D$ . Pada jarak  $S/D$  1,5 sampai dengan 1,7 nilai *Coefficient of Power* dan TSR mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya dan putaran yang dihasilkan oleh turbin. Sehingga nilai *Coefficient of Power* dan TSR mengalami kenaikan.

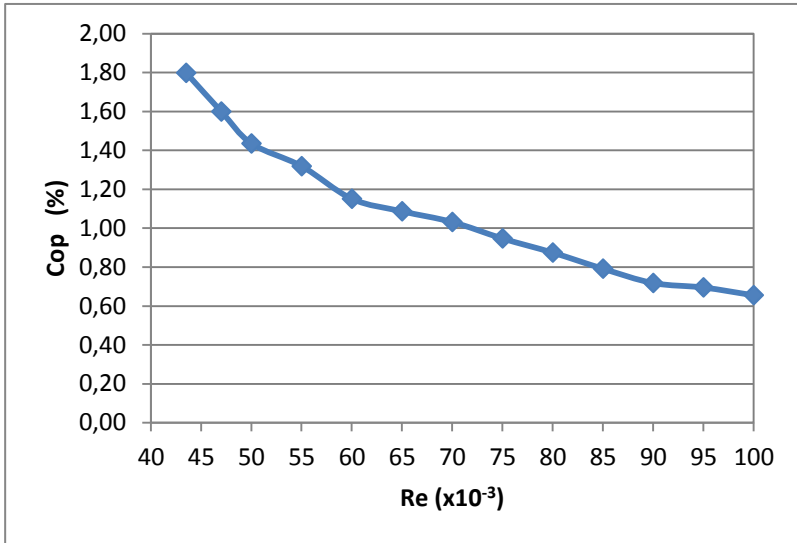
Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi

semakin besar, sehingga daya dan putaran yang dihasilkan juga meningkat.

Sebaliknya, pada jarak  $S/D$  1,7 sampai dengan 2,4 nilai *Coefficient of Power* dan TSR mengalami penurunan. Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) *Coefficient of Power* dan TSR dari turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak  $S/D = 1,7$ . Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan  $S/D = 1,7$  di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

#### 4.5 *Coefficient of Power* sebagai fungsi bilangan Reynolds pada jarak $S/D = 1,7$



**Gambar 4.15** Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) pada jarak  $S/D = 1,7$  sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.15 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (CoP) dengan diameter ( $d$ ) = 45 mm sebagai fungsi bilangan Reynolds ( $Re$ ) pada jarak  $S/D$  1,7 dimana pada jarak  $S/D$  tersebut memiliki performa yang optimal. Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds  $4,35 \times 10^4$  ;  $4,7 \times 10^4$  ;  $5,0 \times 10^4$  sampai dengan  $1,0 \times 10^5$  dengan kenaikan setiap  $0,5 \times 10^4$ . Gambar 4.15 memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu semakin turun.

Secara umum, kenaikan bilangan Reynolds diiringi dengan kenaikan *Coefficient of Power* dan Torsi. Pada penelitian ini, nilai

*Coefficient of Power* yang didapat dari pengukuran tegangan dan kuat arus yang dihasilkan oleh generator, terlihat bahwa kenaikan bilangan Reynolds tidak diiringi dengan kenaikan tegangan dan kuat arus yang dihasilkan. Hal ini menunjukkan bahwa kemampuan daya yang dihasilkan dari generator sudah maksimal. Berdasarkan grafik diatas, nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds  $4,35 \times 10^4$  adalah sebesar 1,80 %, sedangkan pada bilangan Reynolds  $1,0 \times 10^5$  nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,66 %.

[halaman ini sengaja dikosongkan]

## LAMPIRAN

**Tabel A1.** Data Putaran Turbin angin Savonius

S/D	n			n/n <sub>0</sub>		
	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000
1,50	1018	1455	1820	1,84	1,87	1,91
1,60	1044	1496	1895	1,88	1,92	1,98
1,70	1067	1522	1920	1,93	1,96	2,01
1,80	1028	1462	1850	1,86	1,88	1,94
1,90	1020	1444	1809	1,84	1,86	1,89
2,00	992	1405	1761	1,79	1,81	1,84
2,10	980	1382	1714	1,77	1,78	1,79
2,20	959	1354	1677	1,73	1,74	1,76
2,30	943	1340	1653	1,70	1,72	1,73
2,40	922	1313	1620	1,66	1,69	1,70
<b>n<sub>0</sub></b>	<b>554</b>	<b>778</b>	<b>955</b>			

**Tabel A2.** Data Torsi Statis Turbin angin Savonius

S/D	T (N.cm)			T/T <sub>0</sub>		
	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000
1,50	2,25	2,85	3,40	1,41	1,58	1,70
1,60	2,35	2,90	3,50	1,47	1,61	1,75
1,70	2,50	3,00	3,60	1,56	1,67	1,80
1,80	2,40	2,80	3,35	1,50	1,56	1,68
1,90	2,35	2,75	3,25	1,47	1,53	1,63
2,00	2,30	2,70	3,15	1,44	1,50	1,58
2,10	2,30	2,70	3,15	1,44	1,50	1,58
2,20	2,30	2,65	3,10	1,44	1,47	1,55
2,30	2,30	2,65	3,10	1,44	1,47	1,55
2,40	2,30	2,65	3,10	1,44	1,47	1,55
<b>T<sub>0</sub></b>	<b>1,60</b>	<b>1,80</b>	<b>2,00</b>			

**Tabel A3.** Data Torsi Statis Turbin angin Savonius pada  $S/D = 1,7$ 

$\theta$	<b>T (N.cm)</b>		
	<b>Re = 60000</b>	<b>Re = 75000</b>	<b>Re = 90000</b>
0	2,50	3,00	3,60
10	2,55	3,05	3,65
20	2,60	3,15	3,80
30	2,70	3,25	3,95
40	2,85	3,40	4,25
50	2,65	2,90	3,80
60	2,10	2,40	2,75
70	1,95	2,25	2,55
80	1,80	2,00	2,30
90	1,65	1,90	2,15

**Tabel A4.** Data Cop dan TSR Turbin angin Savonius

<b>S/D</b>	<b>Cop (%)</b>			<b>TSR</b>		
	<b>Re = 60000</b>	<b>Re = 75000</b>	<b>Re = 90000</b>	<b>Re = 60000</b>	<b>Re = 75000</b>	<b>Re = 90000</b>
1,5	1,02	0,88	0,65	0,54	0,58	0,60
1,6	1,10	0,89	0,68	0,55	0,59	0,61
1,7	1,15	0,95	0,72	0,56	0,60	0,62
1,8	1,10	0,89	0,69	0,51	0,57	0,59
1,9	1,08	0,89	0,69	0,50	0,56	0,58
2,0	1,05	0,86	0,68	0,48	0,55	0,58
2,1	1,02	0,86	0,67	0,45	0,52	0,56
2,2	0,99	0,84	0,66	0,42	0,50	0,56
2,3	0,95	0,82	0,63	0,39	0,47	0,54
2,4	0,92	0,81	0,60	0,36	0,43	0,52
<b>STANDAR</b>	<b>0,12</b>	<b>0,29</b>	<b>0,30</b>	<b>0,29</b>	<b>0,33</b>	<b>0,34</b>

**Tabel A5.** Data Perhitungan Cop dan TSR pada  $Re = 6,0 \times 10^4$ 

S/D	Voltase (V)	Kuat Arus (A)	Power out (W)	Putaran (rpm)	P in (W)	Cop (%)	TSR	Cop/Cop standar
1,5	1,42	0,0244	0,034648	854	3,38826	1,02	0,54	8,18
1,6	1,44	0,0258	0,037152	866	3,38826	1,10	0,55	8,77
1,7	1,5	0,0260	0,039000	883	3,38826	1,15	0,56	9,21
1,8	1,48	0,0251	0,037148	811	3,38826	1,10	0,51	8,77
1,9	1,47	0,0248	0,036456	783	3,38826	1,08	0,50	8,61
2,0	1,47	0,0241	0,035427	760	3,38826	1,05	0,48	8,37
2,1	1,46	0,0236	0,034456	708	3,38826	1,02	0,45	8,14
2,2	1,45	0,0232	0,033640	657	3,38826	0,99	0,42	7,94
2,3	1,45	0,0221	0,032045	616	3,38826	0,95	0,39	7,57
2,4	1,45	0,0215	0,031175	574	3,38826	0,92	0,36	7,36
STANDAR	1,21	0,0035	0,004235	452	3,38826	0,12	0,29	

**Tabel A6.** Data Perhitungan Cop dan TSR pada  $Re = 7,5 \times 10^4$ 

S/D	Voltase (V)	Kuat Arus (A)	Power out (W)	Putaran (rpm)	P in (W)	Cop (%)	TSR	Cop/Cop standar
1,5	1,44	0,0405	0,0583200	1154	6,63129	0,88	0,58	3,02
1,6	1,45	0,0407	0,0590150	1167	6,63129	0,89	0,59	3,05
1,7	1,51	0,0416	0,0628160	1180	6,63129	0,95	0,60	3,25
1,8	1,49	0,0398	0,0593020	1123	6,63129	0,89	0,57	3,07
1,9	1,49	0,0395	0,0588550	1101	6,63129	0,89	0,56	3,05
2,0	1,48	0,0387	0,0572760	1078	6,63129	0,86	0,55	2,96
2,1	1,46	0,0389	0,0567940	1022	6,63129	0,86	0,52	2,94
2,2	1,45	0,0386	0,0559700	986	6,63129	0,84	0,50	2,90
2,3	1,44	0,0378	0,0544320	932	6,63129	0,82	0,47	2,82
2,4	1,43	0,0376	0,0537680	854	6,63129	0,81	0,43	2,78
STANDAR	1,38	0,014	0,0193200	648	6,63129	0,29	0,33	



**Tabel A7.** Data Perhitungan Cop dan TSR pada  $Re = 9,0 \times 10^4$ 

S/D	Voltage (V)	Kuat Arus (A)	Power out (W)	Putaran (rpm)	P in (W)	Cop (%)	TSR	Cop/Cop standar
1,5	1,40	0,0528	0,073920	1430	11,44842	0,65	0,60	2,18
1,6	1,46	0,0537	0,078402	1437	11,44842	0,68	0,61	2,31
1,7	1,52	0,0541	0,082232	1464	11,44842	0,72	0,62	2,42
1,8	1,48	0,0535	0,079180	1405	11,44842	0,69	0,59	2,33
1,9	1,48	0,0532	0,078736	1380	11,44842	0,69	0,58	2,32
2,0	1,47	0,0527	0,077469	1366	11,44842	0,68	0,58	2,28
2,1	1,46	0,0522	0,076212	1334	11,44842	0,67	0,56	2,25
2,2	1,46	0,0519	0,075774	1318	11,44842	0,66	0,56	2,23
2,3	1,45	0,0514	0,074530	1276	11,44842	0,65	0,54	2,20
2,4	1,44	0,0513	0,073872	1234	11,44842	0,65	0,52	2,18
STANDAR	1,39	0,0244	0,033916	806	11,44842	0,30	0,34	

□

**Tabel A8.** Data Perhitungan bilangan Reynolds dan Cop pada  $S/D = 1,7$ 

Re	U (m/s)	Voltage (V)	Kuat Arus (A)	Power out (W)	Putaran (rpm)	Power in (W)	Cop	Cop (%)
43500	6,36	1,48	0,0157	0,02324	698	1,292258	0,01798	1,80
47000	6,87	1,48	0,0176	0,02605	733	1,628726	0,01599	1,60
50000	7,31	1,49	0,0189	0,02816	746	1,962140	0,01435	1,44
55000	8,04	1,49	0,0231	0,03442	807	2,610634	0,01318	1,32
60000	8,77	1,5	0,0260	0,03900	883	3,388260	0,01151	1,15
65000	9,51	1,5	0,0313	0,04695	1023	4,320355	0,01087	1,09
70000	10,24	1,5	0,0371	0,05565	1118	5,393588	0,01032	1,03
75000	10,97	1,51	0,0416	0,06282	1180	6,631287	0,00947	0,95
80000	11,70	1,51	0,0466	0,07037	1302	8,045175	0,00875	0,87
85000	12,43	1,51	0,0506	0,07641	1423	9,646978	0,00792	0,79
90000	13,16	1,52	0,0541	0,08223	1464	11,44842	0,00718	0,72
95000	13,89	1,52	0,0616	0,09363	1715	13,46123	0,00696	0,70
100000	14,62	1,52	0,0677	0,10290	1820	15,69712	0,00656	0,66

## BAB 5 PENUTUP

### 5.1. Kesimpulan

Pada penelitian ini, penempatan silinder pengganggu dengan ukuran  $d/D = 0,75$  di depan *returning blade* Turbin Savonius pada variasi  $S/D = 1,5 - 2,4$  untuk variasi  $Re = 6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin tipe Savonius efektif dalam meningkatkan performa turbin angin.
2. Variasi jarak  $S/D$  yang diteliti berpengaruh terhadap performa turbin angin tipe Savonius.
3. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari putaran sebesar 93% ;  $Re = 7,5 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari putaran sebesar 96% dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari putaran sebesar 101% .
4. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 56% ;  $Re = 7,5 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 67% dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 80% .
5. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 821% ;  $Re = 7,5 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 225% dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 142% .
6. Untuk semua bilangan Reynolds yang digunakan dalam penelitian ini didapatkan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu yang paling efektif adalah sebesar  $S/D = 1,7$  ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak  $S/D$  tersebut.

## 5.2. Saran

1. Ukuran turbin angin Savonius terlalu besar apabila dibandingkan dengan rongga *wind tunnel*, sehingga efek *blockage* besar dan disarankan perlu dilakukan penelitian dengan *wind tunnel* yang lebih besar atau dilakukan di ruang terbuka (udara bebas).

## DAFTAR PUSTAKA

- Deda Altan Burcin, Atilgan Mehmet, dan Ozdamar Aydogan. 2008. *An Experimental Study on Improvement of a Savonius Rotor Performance with Curtaining*, *Journal Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 32, Page Paper 1673-1678
- Fox, Robert W. dan Mc. Donald, Alan T. 1998. *Introduction to Fluid Mechanics*, 5th Edition. John Wiley and Son, Inc:New York.
- Mohamed MH, Janiga G, Pap E, dan Thevenin D. 2010. *Optimization of Savonius Turbines Using an Obstacle Shielding the Returning Blade*, *Journal Renewable Energy*, Vol 35, Page Paper 2618-2626
- Triyogi, Y, D. Suprayogi, dan E. Spirda. 2009. *Reducing the Drag on a Cyclinder by Upstream Installation of an I type Bluff Body as Passive Control*, *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 223 Part C, Page Paper 2291-2296.
- Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. *Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream*, *Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic*, Vol 90, Page Paper 527-541.

[halaman ini sengaja dikosongkan]

## BIODATA PENULIS



Penulis, Retno Dewi Pamungkas adalah anak kedua dari tiga bersaudara, yang lahir pada 14 Januari 1994 di Ngawi. Penulis memulai pendidikannya dari TK Asyiah Bustanul Athfal Karangjati kemudian diteruskan ke jenjang selanjutnya di SDN Karang Jati 1 dan SMP Negeri 2 Ngawi. Sebuah almamater yang membanggakan yaitu SMA Negeri 3 Madiun. Di sekolah inilah penulis memulai kehidupan jauh dari orang tua, yang menuntut penulis agar bisa mandiri di berbagai bidang. Di sekolah ini pula penulis mendapatkan banyak pengalaman dan ilmu yang berharga sebagai bekal menjalani kehidupan. Penulis mengikuti seleksi SNMPTN Undangan dan diterima di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2012 di Jurusan Teknik Mesin. Semasa kuliah, penulis aktif di berbagai kegiatan kemahasiswaan, diantaranya adalah Himpunan Mahasiswa Mesin dan Ash Shaff. Penulis pernah menduduki sejumlah jabatan penting, yaitu sebagai Kadiv PPE BSO HMM (2014-2015) dan Wakil Ketua Keputrian Ash Shaff (2014-2015). Penulis juga berperan aktif sebagai asisten di laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida Teknik Mesin FTI ITS.